

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení – 338

**Návrh Hydrauliky a jejího rozvodu pro vyvažování
válců na válcovacích stolicích KJT**

**Design of hydraulics and Hydraulic System for Rolls
Adjustment at Rolling Mill
KJT**

Student: Bc. Leon Michejda

Vedoucí diplomové práce: Dr. Ing. Miroslav Bova

Konzultant: Ing. Ivo Kaufman

Ostrava 18. 5. 2009

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Leon Michejda**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma: **Návrh hydrauliky a jejího rozvodu pro vyvažování válců na válcovacích stolicích KJT**
Design of Hydraulics and Hydraulic System for Rolls Adjustment at Rolling Mill KJT

Zásady pro vypracování:

1. Proved'te teoretický rozbor hydraulických mechanismů používajících při provozu profilových válcovacích tratí.
2. Vybrané řešení rozpracujete formou realizačního projektu.
3. Proved'te potřebné technické a pevnostní výpočty pohonu.
4. Nakreslete potřebné výrobní a dispoziční výkresy zařízení.
5. Zpracujte návod na obsluhu zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

Sivák, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 331s. Skriptum. ISBN 80-7078-037-1.

Pivoňka, J. *Tekutinné mechanismy*. Praha: SNTL, 1987. 623 s.

Projekční podklady firmy Interfluid.

Dokumentace Třineckých Železáren a.s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Dr. Ing. Miroslav Bova**

Konzultant diplomové práce: Ing. Ivo Kaufman

Datum zadání: 29.09.2008

Datum odevzdání: 22.05.2009



doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat panu Dr. Ing. Miroslavu Bovovi za cenné rady a ochotný přístup při tvorbě diplomové práce, dále pak děkuji panu Ing. Ivu Kaufmanovi a kolektivu údržby KJT.

Děkuji.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.

- беру на ве́домі, же Высoкá школа ба́нская - Техни́кая универзита Ostrava (дále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- было сjeднáно, же с VŠB - TUO, в пpипаде́ зájму з její strany, узавpу лицен́ный сmlouvu s oпpávněním užít dílo в rozsahu §12 odst. 4 авторского́ закона.

- было сjeднáно, же užít své dílo - дипломovou пpáci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oпpávněна в takovém пpипаде́ ode mne požadovat пpиме́ренный пpиспёвек на úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO на vytvoření díla vynaloжены (až do jejich skutečné výše).

- беру на ве́домі, же odevздáním své пpáce souhlasím se zveřejněním své пpáce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších пpедписů, без ohledu на výsledek její обhajoby.

V Ostravě

.....

Plné jméno

Adresa trvalého pobytu :

Na Dělnicích 99

735 62 Český Tešín-Mosty

Česká republika

Anotace diplomové práce

Michejda, L. *Návrh hydrauliky a jejího rozvodu pro vyvažování válců na válcovacích stolicích KJT.*

Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení – 338 VŠB-TU, 2009. 64s. Diplomová práce. Vedoucí: Bova, M. Konzultant: Kaufman, Ivo.

Cílem mé diplomové práce je navrhnout hydraulické vyvážení horního válce u válcovacích stolic v kontijemné trati. V úvodu práce jsou rozpracovány základní poznatky o využití hydraulických mechanismů ve válcovnách, dále je sestaven přehled o možnostech vyvažování hmot. Následně se v práci věnuji návrhu řešení vyvážení válců. U zařízení provádím pevnostní kontrolu jednotlivých částí, navrhuji hydraulický rozvod a agregát. Součástí práce je technický popis a návod na montáž, obsluhu a údržbu zařízení.

K práci je přiložen dispoziční výkres vyvažování ložiskových těles a potřebné výrobní výkresy.

Annotation of Thesis

Michejda, L. *Design of hydraulics and Hydraulic System for Rolls Adjustment at Rolling Mill*

KJT.

Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipments, Faculty Of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2009, 64 pages. Thesis supervised by: Bova, M. consulted by: Kaufman, I.

The aim of my thesis is to design hydraulic balancing of the top roll of the rolling mill light section. Basic findings about usage of the hydraulic mechanism of the mill are elaborated in the introduction of my thesis furthermore there is a roundup about possibilities of materials adjustment. Then I concentrate on the solutions of the rolls balancing design. I make the strength control of every single part of the machinery, design hydraulic distribution and power unit. Part of the thesis is also technical description of the machinery and assembly instructions, its servicing and maintenance.

The thesis is accompanied by layout drawing of the bearing housing balancing and production drawings needed.

Obsah

1. Teoretický úvod.....	5
1.1 Hydraulika a její využití ve válcovnách.....	5
1.2 Válcování.....	5
1.2.1 Princip a metody válcování.....	5
1.2.2 Druhy válcovacích stolic.....	7
1.2.3 Přehled základních válcovacích postupů.....	10
1.3 Využití hydrauliky u válcovacích stolic	12
1.4 Vyvažování	13
1.4.1 Přehled způsobů vyvažování.....	13
1.4.2 Zařízení pro vyvažování válců na válcovacích stolicích.....	14
2. Charakteristika provozu.....	16
2.1 Popis technologie provozu.....	16
3. Řešení vyvažování válců válcovací stolice	18
3.1 Dosavadní stavění válců	18
3.2 Návrh řešení.....	19
4. Návrh jednotlivých částí a jejich pevnostní kontrola	21
4.1 Návrh Hydraulických válců	21
4.1.1 Pevnostní kontrola stěny válce.....	22
4.1.2 Pevnostní kontrola tloušťky dna	22
4.2 Návrh pístu.....	23
4.2.1 Kontrola vodící tyče na vzpěr	23
4.3 Kontrola šroubů na zátce hydraulického válce	26
4.4 Pevnostní kontrola svaru na válci	38
5. Návrh hydraulického obvodu a agregátu.....	40
5.1 Výpočty pro návrh hydraulických prvků	42
5.1.1 Stanovení tlaku ve válcích.....	42
5.1.2 Potřebný průtok	43
5.1.3 Návrh akumulátoru	44
5.1.4 Návrh agregátu	46
5.1.5 Specifikace prvků obvodu.....	48
6 Umístění hydraulického rozvodu na válcovací stoliči.....	59

7 Technický popis zařízení	60
8 Návod na obsluhu zařízení	60
8.1 Postup při ustavování stolyce	60
9 Závěr	61
10 Použitá literatura	62
11 Seznam příloh	63

Seznam použitého značení

Značka	Název	Jednotka
A	plocha vodící tyče	mm ²
D	průměr díry	mm
D ₃	střední průměr Bachova kužele	mm
D ₄	vnější průměr Bachova kužele	mm
D _p	průměr hlavy šroubu	mm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
F	celková zatěžující síla	N
F _i	zatěžující síla v jednom šroubu	N
F _a	amplitudová složka síly	N
F _m	statická složka síly	N
F _{max}	maximální provozní síla	N
F _{min}	minimální provozní síla	N
F _o	předpětíová síla	N
F _p	minimální předpětí	N
F _{Smax}	maximální síla ve šroubu	N
F _{Smin}	minimální síla ve šroubu	N
F _V	výsledná zatěžující síla	N
F _Z	celková síla	N
J	kvadratický moment	mm ⁴
L	délka vodící tyče	mm
L _{CR}	vzpěrná délka	mm
M _{TZ}	třecí moment na závitu	N.m
N _{B,R}	vzpěrná únosnost centricky tlačného prutu	N
P	výkon	W
Q	průtok	m ³ .s ⁻¹
Q _{HG}	průtok z hydrogenerátoru	m ³ .s ⁻¹
Q _N	průtok při nápichu	m ³ .s ⁻¹
R _a	střední aritmetická odchylka profilu	μm
R _m	mez pevnosti	MPa
R _e	mez pevnosti v kluzu	MPa

Značka	Název	Jednotka
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu	MPa
R_v	poloměr vrubu	mm
S	plocha pístnice	mm ²
V_G	geometrický objem generátoru	cm ³
V_A	užitečný objem akumulátoru	m ³
V_R	rezervní objem akumulátoru	m ³
V_o	objem akumulátoru	m ³
V_N	objem nádrže	m ³
V_{NS}	skutečný objem nádrže	m ³
V_1	celkový objem akumulátoru	m ³
V_2	objem plynu a akumulátoru	m ³
a	Neuberova konstanta	mm
c_p	konstanta tuhosti příruby	N.mm ⁻¹
c_s	konstanta tuhosti šroubu	N.mm ⁻¹
d	průměr vodící tyče	mm
d_1	velký průměr závitu	mm
d_2	střední průměr závitu	mm
d_3	malý průměr závitu	mm
d_p	průměr pístnice	mm
g	gravitační zrychlení	m.s ⁻¹
i	poloměr setrvačnosti	mm
i_s	počet šroubů	1
k	výška hlavy šroubu	mm
k_e	bezpečnost svarového spoje	mm
k_1	převodní součinitel pro zadaný typ svarového spoje	mm
l	délka šroubu	mm
l_p	délka spoje	mm
l_1	délka dřívku šroubu	mm
l_2	délka závitu šroubu	mm
l_5	délka hlavy šroubu s vlivem na deformaci	mm
m_v	hmotnost horního válce	kg
m_L	hmotnost ložiskového tělesa	kg

Značka	Název	Jednotka
n	oběhové číslo	1
$n_{x1,4}$	dílčí bezpečnost	1
$n_{\sigma 1a,4a}$	dílčí napěťová bezpečnost	1
$n_{\sigma 1b,4b}$	dílčí napěťová bezpečnost	1
n_n	celková bezpečnost šroubového spoje	1
n_{EL}	otáčky elektromotoru	min^{-1}
p_{\max}	maximální tlak ve válci	MPa
p_{ZK}	zkušební tlak ve válci	MPa
$q_{1,4}$	součinitel citlivosti materiálu	mm
r_2	vnější poloměr stěny hydraulického válce	mm
r_1	vnitřní poloměr stěny hydraulického válce	mm
r_V	poloměr válce	mm
s	délka kruhového oblouku	mm
s_s	tloušťka stěny válce	mm
s_Z	tloušťka dna zátky	mm
t_N	doba nápichu	s
v_v	rychlost vysouvání	m.s^{-1}
v	válcovací rychlost	m.s^{-1}
ΔF_p	přírůstek síly ve spojovaných částech	mm
ΔF_s	přírůstek síly ve šroubu	mm
Δp	tlakový spád	MPa
ΔV	změna objemu	m^3
Φ	součinitel vzpěrnosti	1
α	úhel Bachova kužele	°
α	úhel záběru válců	°
α_1	součinitel imperfekce pro kruhové průřezy	1
α_σ	součinitel koncentrace napětí	1
β	vzpěrný součinitel uložení	1
β_A	vzpěrný součinitel pro kruhový průřez	1
$\beta_{\sigma 1,4}$	vrubový součinitel	1
γ	úhel stoupání závitu	°
φ'	třecí úhel závitu	°

Značka	Název	Jednotka
η_{pi}	součinitel jakosti povrchu součásti	1
η_{pi}	součinitel jakosti povrchu součásti	1
$v_{\sigma 1,4}$	součinitele vlivu velikosti	1
$v'_{\sigma 1,4}$	statický faktor součinitele velikosti	1
$v''_{\sigma 1,4}$	součinitel vlivu gradientu napětí	1
σ_{a1}	amplituda napětí	MPa
σ_c	mez únavy zkušební tyčky	MPa
$\sigma_{cs1,4}$	mez únavy skutečné součásti	MPa
σ_{m1}	střední napětí cyklu	MPa
σ_{o1}	osové napětí	MPa
σ_{PT}	pevnost v tahu	MPa
σ_{DT}	dovolené namáhání při míjivém zatížení	MPa
σ_D	dovolené namáhání svaru	MPa
σ_{Ds}	dovolené skutečné namáhání svaru	MPa
σ_{\perp}	kolmé napětí ve svaru	MPa
$\psi_{\sigma 1,4}$	součinitel kontrakce pro hladký vzorek	1
$\psi_{\sigma s1,4}$	součinitel kontrakce skutečné součásti	1
π	Ludolfovo číslo	1
λ	štíhlost	1
λ_1	srovnávací štíhlost	1
$\bar{\lambda}$	štíhlost	1
κ	součinitel vzpěrnosti pro příslušný směr vybočení	1
ψ_p	součinitel minimální síly	1
τ_1	smykové napětí	MPa

1. Teoretický úvod

1.1 Hydraulika a její využití ve válcovnách

Hydraulické mechanismy jsou významným prvkem pro konstrukci strojů a zařízení. Společně s mechanismy pneumatickými patří do skupiny tekutinových mechanismů. Jejich vlastnosti jsou odvozeny od nositele energie tzn. tlakové kapaliny nejčastěji hydraulického oleje. Pro hydraulická zařízení jsou typické vysoké tlaky a z toho vyplývající vysoké přenášené síly, momenty a výkony. Použití hydraulických mechanismů je velmi rozmanité, ale především se využívají v dopravních a výrobních technologiích.

Ve válcovnách slouží hydraulická zařízení při většině výrobních procesů, počínaje dopravou ingotů a sochorů, k jejich stříhání, až po vázání jednotlivých balíků hotového vyvácovaného materiálu. U samotných válcovacích stolic se pak pomocí hydrauliky řeší vyvážení válců, jejich přítlak a podepření hnacích vřeten.

1.2 Válcování

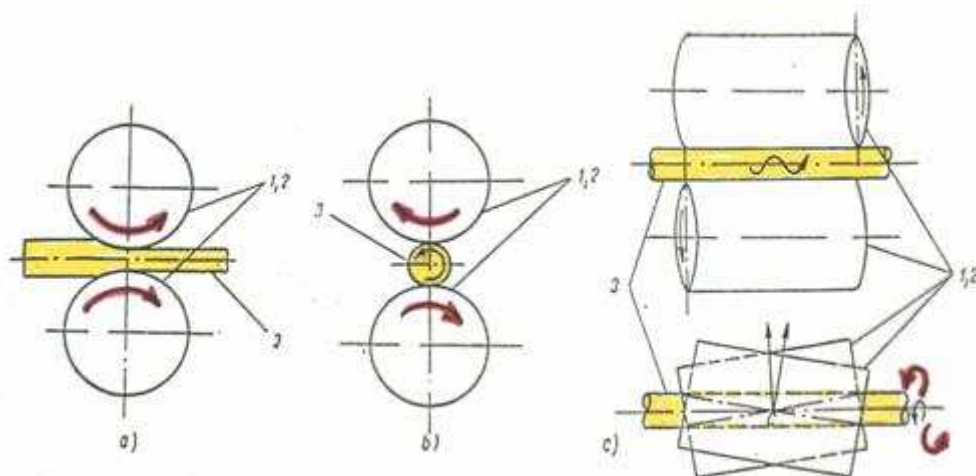
Válcováním nazýváme proces tváření, při němž vzniká trojosá napjatost. Jako polotovary se používá přístřih tyče, sochoru, apod. Válcovací technologie probíhají při libovolných teplotách, tedy za studena, za tepla a za poloohřevu.

1.2.1 Princip a metody válcování

Ztuhlé ocelové ingoty o hmotnosti kolem 10 t se prohřívají v hlubinných pecích na teplotu tváření kolem 1100 °C a válcují se na předvalky. Z těch se pak vyrábějí válcováním konečné výrobky – vývalky (tyče, kolejnice, plechy, pásy, trubky, apod.).

Válcováním rozumíme kontinuální proces, při kterém se tvářený materiál deformuje mezi otáčejícími se pracovními válci za podmínek převažujícího všestranného tlaku. Válcovaný materiál se mezi válci deformuje, jeho tloušťka se zmenšuje, materiál se prodlužuje a současně rozšiřuje a mění se i rychlost, kterou válcovaný materiál z válcovací stolice vystupuje. Mezera mezi pracovními válci je menší, než vstupní rozměr materiálu. Válcování se provádí hlavně za tepla, ale i za studena. Výsledkem procesu je vývalek. Podle směru, kterým válcovaný materiál prochází pracovními válci, podle uložení os válců

vzhledem k válcovanému materiálu a podle průběhu deformace válcování dělíme na podélné, příčné a kosé.

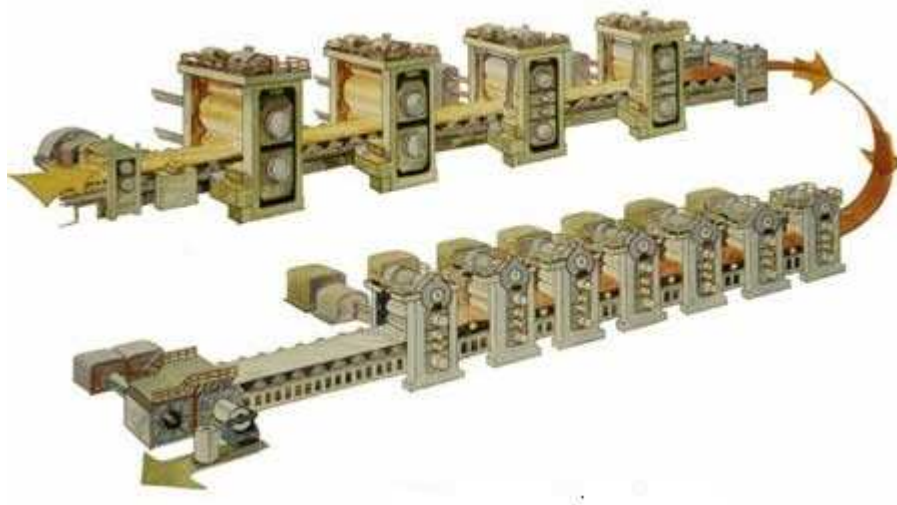


Obr. č.1 Princip podélného (vlevo), příčného (uprostřed) a kosého (vpravo) válcování (1, 2 – válce, 3 – materiál)

Hlavní výrobním zařízením je válcovací trať, což je ucelený soubor strojů, potřebných k válcování. Válcovacími tratěmi tedy rozumíme seskupení různého počtu válcovacích stolic (seskupení hladkých nebo kalibrovaných válců ve stolici s příslušenstvím) do výrobních linek v počtu od jedné do dvanácti i více. Tratě pro hrubé předvalky mají obvykle menší počet válcovacích stolic, úběry velké a válcování se provádí opakováním průchodů přes stolici při stálém seřizování válcovací mezery. Tratě pro jemné předvalky a vývalky mají počet válcovacích stolic větší a každá stolice je seřizována pro jednu operaci. Zařízení válcovacích tratí se dělí na základní a na pomocná zařízení (pohyb materiálu, ohřev, dělení, rovnání, chlazení apod.).

Válcovací tratě se dají rozdělit podle těchto hledisek:

- podle konstrukce válcovací stolice a počtu válců ve stolici na duo, trio, kvarto, mnohoválcové stolice, planetové stolice a speciální stolice,
- podle druhu vývalků a průměru pracovních válců na stolice pro výrobu drátů, plechů, univerzální, hrubé, střední, jemné
- podle způsobu otáčení válců na jednosměrné a reverzní
- podle uspořádání válcovacích stolic na tratě nad sebou nebo vedle sebe, průběžné.



Obr. č.2 Princip válcovacích tratí



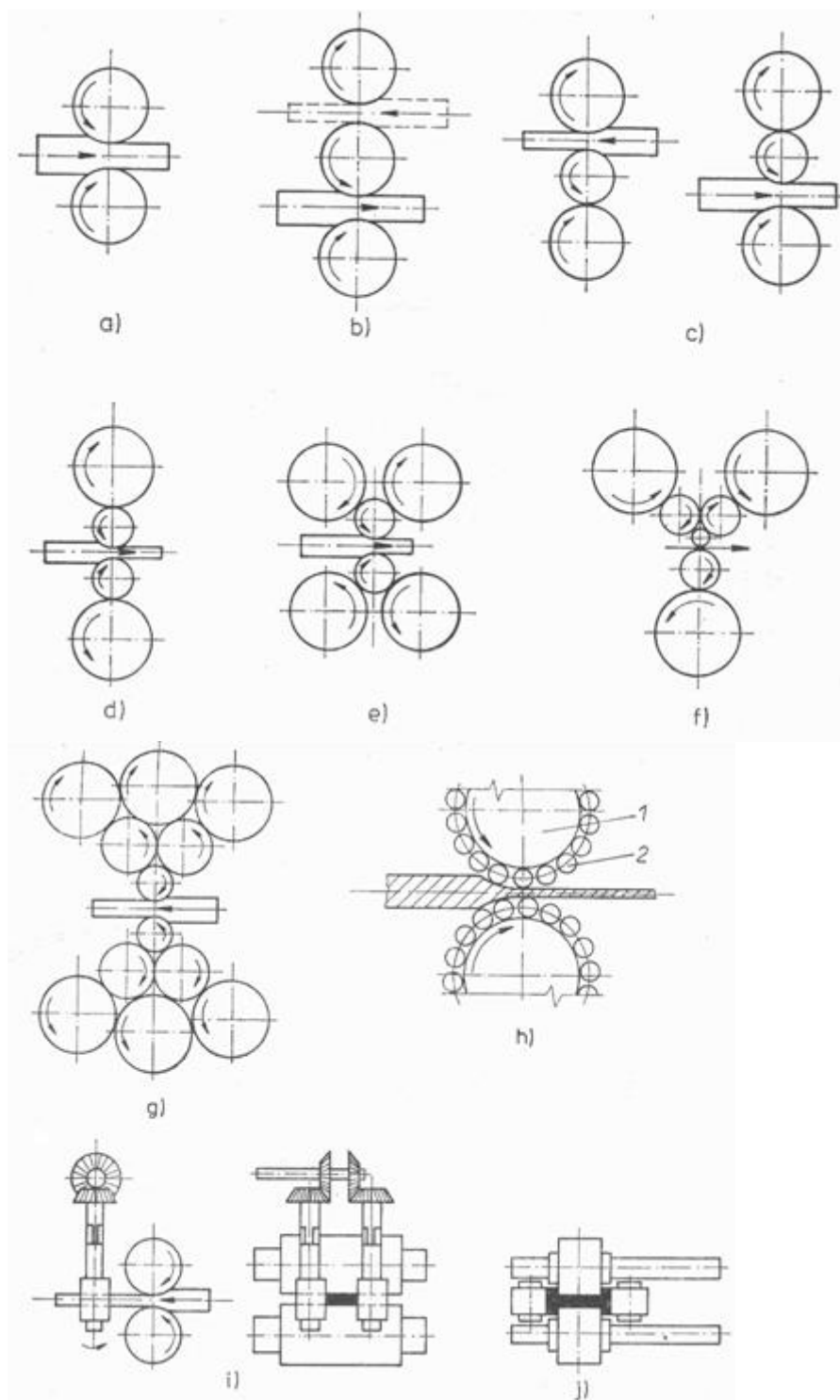
Obr. č.3 Válcovací trať

1.2.2 Druhy válcovacích stolic

V závislosti na konstrukci, počtu a uložení válců rozlišujeme několik typů válcovacích stolic:

- Duo, která má dva pracovní horizontálně umístěné válce, může pracovat průběžně nebo reverzně (používá se na předválcových a profilových tratích)

- Trio, která má tři pracovní válce s menším průměrem středního válce
- Lautnerovo trio, má stejný průměr válců, používá se na profilových tratích (dnes již výjimečně)
- Univerzální, která je vybavena párem horizontálních a párem vertikálních válců
- Kvarto, která má dva pracovní a dva opěrné válce
- Víceválcové stolice



Obr. č.4 Základní druhy válcovacích stolic:

- a) dvouválcová stolice, b) tříválcová stolice, c) Lautherovo trio, d) čtyřválcová stolice, e) šestiválcová stolice f) sedmiválcová stolice, g) dvanáctiválcová stolice, h) planetová stolice, i) universální stolice, j) universální stolice pro válcování širokopřírubových nosníků



Obr. č.5 Válcovací stolice duo a kvarto

1.2.3 Přehled základních válcovacích postupů

Válcováním lze vyrábět velké množství polotovarů rozmanitých tvarů. Mezi základní patří: profily, plechy, dráty, trubky.

Válcování drátů

Dráty se válcují na speciálních válcovacích tratích za tepla, které jsou kontinuální, nepřetržité.

Válcování plechů

Plech za tepla se válcují ve válcovacích stolicích s hladkými válci z plochých předvalků. Nejprve se válcuje napříč, aby se dosáhlo potřebné šířky plechu, a poté se plech otočí o 90° a válcuje se podélně. Tím se dosáhne stejnoměrné tloušťky a rovnoměrnějších vlastností materiálu v podélném i příčném směru válcování. Vyrábějí se jak plechy tlusté, tak i tenké. Hranicí jsou 4 mm. Plechy se po vyrobení mohou následující technologií povrchově upravit: mohou být pocínované, pozinkované, poolověné nebo lakované. Válcování za studena se používá pro výrobu plechů s hladkým povrchem a velkou přesností, i když výchozím polotovarem jsou pásy válcované za tepla. Hlubokotažné plechy jsou plechy s dobrými mechanickými vlastnostmi, např. převálcované za studena.

Válcování profilů

Profily různých tvarů a rozměrů se válcují na profilových válcovacích stolicích. Válcovaný materiál prochází postupně kalibry, které se zmenšují, aniž se válce k sobě přibližují.

Poslední kalibr má tvar požadovaného profilu. Válcují se jak profily kruhové, čtyřhranné, šestihranné, atd., tak tyče různých profilů jako I, U, L, kolejnice atd.

Válcování trubek

Trubky (bezešvé) se také vyrábějí převážně válcováním. Rozměry trubek jsou dány jejich průměrem a tloušťkou stěny. Podle použité výrobní technologie rozdělujeme trubky z hlediska válcování na válcované za tepla a za studena, redukované za tepla a za studena a podle provedení na hladké, závitové, s tvarovými konci, atd. Jejich výrobu můžeme rozdělit zhruba do dvou základních operací:

- výroba dutých polotovarů s velkou tloušťkou stěny pomocí kosého nebo příčného válcování na dvou nebo tříválcích - děrování a válcování polotovarů,
- zpracování těchto polotovarů na trubky poutnickým nebo klasickým způsobem válcování děrovaného polotovaru (redukce průměru, prodloužení), kalibrace rozměrů.

Rozeznáváme několik technologických způsobů výroby bezešvých trubek:

- Mannesmanův (válcování na tratích s poutnickými stolicemi)
- Stiefelův (válcování na tratích s poutnickými stolicemi, podélným, příčným a podélným kalibračním válcováním)
- Spojité válcování trubek
- Asselův (válcování na tratích s tříválnovou stolicí)
- Diescherův (válcování na tratích s příčnými válci)
- Výroba na tratích s tlačnou válcovací děrovací hlavou
- Ostatní způsoby (lisování, protlačování)

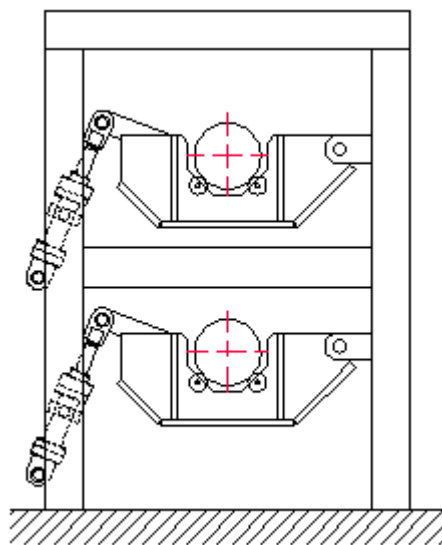
1.3 Využití hydrauliky u válcovacích stolic

V dnešní době se neustále zvyšují požadavky na rychlost a přesnost válcování. S modernizací válcoven se hydraulika stává nedílnou součástí většiny válcovacích procesů.

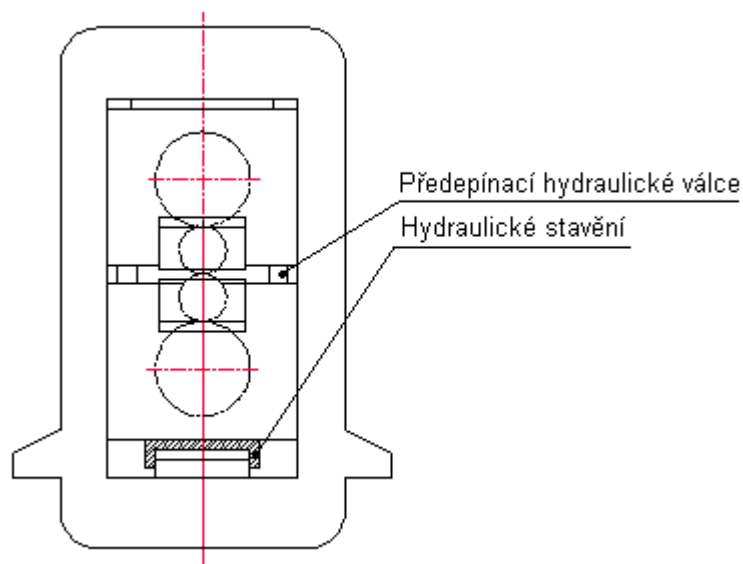
Konkrétně u válcovacích stolic se hydraulicky nastavují rozteče válců, tyto válce se během válcování vyvažují, popř. se vytváří jejich protiohyb. U menších stolic se vytváří přítlak válců pomocí hydraulických matic. Dále pak se pomocí hydraulických válců podepírají hnací vřetena válcovacích stolic.

Hydraulická zařízení však slouží i k pomocným činnostem u válcování jako je například stříhání polotovarů, vázání hotového materiálu, k manipulaci na valnících apod.

Při takto širokém použití je výhodné vytvářet centralizované hydraulické stanice, čímž odpadají náklady na hydraulické agregáty u jednotlivých pracovišť.



Obr. č. 6 Konstrukce pro podepření vřeten válcovací stolice



Obr. č.7 Schematické zobrazení válcovací stolice s hydraulickými pohony

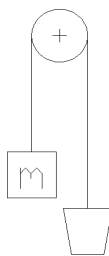
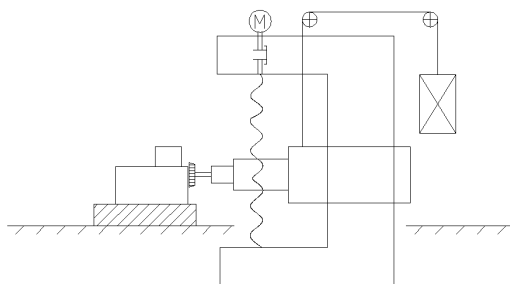
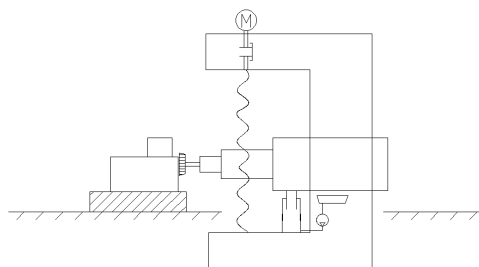
1.4 Vyvažování

Potřeba vyvažovat je od starověku až po současnost nedílnou součástí různých výrobních a transportních úkonů používaných ve strojírenství a hutnictví. Vyvažování slouží k úspoře energie, kdy je pomocí vyvažovacích systémů možno při práci s břemeny výrazně snížit lidskou námahu nebo energii potřebnou na pohon strojů.

1.4.1 Přehled způsobů vyvažování

Vyvažování pomocí protizávaží je nejstarším a výhodným způsobem jak můžeme manipulovat pouze s hmotností nákladu a vyvážit hmotnost zdvihacího zařízení a tažného lana. Příkladem může být vytahování vědra s vodou ze studny. Podobných systému se využívá i u výtahů a to jak v dopravě osob, tak i v dolech při dopravě rudy a uhlí. Pomocí závaží se rovněž vyvažují vřeteníky obráběcích strojů, kde se díky protizávaží pohybuje obrovskými hmotami jen pomocí malého výkonu elektromotoru.

Hydraulické vyvažování má oproti závaží mnohem menší rozměry a zařízení se zbaví setrvačných účinků hmotnosti protizávaží, funguje tiše a bez rázů.

**Obr. č.8 Základní princip vyvažování****Obr. č. 9 Vyvažování obráběcího stroje pomocí protizávaží****Obr. č.10 Vyvažování obráběcího stroje pomocí hydraulického válce**

1.4.2 Zařízení pro vyvažování válců na válcovacích stolicích

Při činnosti válcovací stolice dochází ke stavům, kdy je nutné vyvažovat hmotnost válců. Při práci stolice naprázdno vzniknou v patním ložisku vůle vlivem hmotnosti válce, ložisek a ložiskových těles. Vlivem těchto hmotností vzniknou vůle rovněž mezi závity šroubu a

matice. Při zatížení stolice válcovaným kovem se tyto vřle vymezí ve směru působící válcovací síly, dojde při tom ke vzniku dynamických sil a silnému rázovému účinku. Dalším důvodem proč vyvažovat válce je přesnost válcování, protože neznáme přesnou velikost skokového vymezení vřlí při vniknutí materiálu mezi válce.

Pro vyvažování horního válce s ložiskovými tělesy se používají tři základní druhy konstrukcí:

- vyvážení pomocí závaží
- pružinové vyvažování
- hydraulické vyvažování

Vyvažování pomocí závaží

Používá se v případech, kdy se horní válec s ložiskovými tělesy přemísťuje po velké dráze. Tato konstrukce je jednoduchá a spolehlivá, má však nedostatky v podobě vzniku dynamických sil od vysoké setrvačné hmoty závaží. Toto řešení je rovněž náročné na prostor a vyžaduje složité základy pod stolicí. V dnešní době je tento způsob vyvažování válců na stolicích spíše na ústupu.

Pružinové vyvažování

Používá se v případech, kdy jsou velikosti přemístění válců a ostatních vyvažovaných hmot malé, většinou tedy u sochorových, profilových a drátových tratí. Pružiny se opírají buď o příčník zabudovaný v horní části stolice, nebo jsou přímo součástí ložiskového tělesa horního válce a odtlačují se přímo od ložiskového tělesa válce spodního.

Hydraulické vyvažování

Tento způsob vyvažování válců je možno použít jak při velkém zdvihu horního válce, tak i při malých rozevřeních válců (např. kvarto stolice). Hydraulické vyvažování eliminuje všechny nevýhody předcházejících dvou způsobů, pracuje tiše, bez rázů má malou hmotnost a snadno se ovládá. Nedostatkem tohoto vyvažovacího systému je, že vyžaduje zdroj tlakového oleje pro hydraulické válce. Při práci válcovacích stolic však hydraulickou

techniku využívá větší počet zařízení (např. zařízení na výměnu válců) a hydraulická stanice tedy neslouží výhradně pro vyvažování, ale celému spektru činností potřebných při válcování.

2. Charakteristika provozu

V této části bych chtěl stručně popsat provoz, v němž zařízení slouží. Jedná se o horizontální válcovací stolicí duo, která je zařazena do kontijemné sochorové trati na válcovně "C" v TŽ as.

2.1 Popis technologie provozu

Vstupním materiálem jsou sochory 150x150 mm, délky 6-12 m, které se ohřívají na teplotu 1010°C – 1210°C (podle strategie ohřevu). Z pece se sochory vyzvednou a přes ostřík okují jsou dopravovány k prvnímu předválečímu pořadí, to se skládá ze čtyř stolic, z nichž 1 a 3 jsou stolice horizontální a 2 a 4 vertikální. Materiál dále projde termovalníkem a kyvadlovými nůžkami (může být dělen) do A-stolice přípravného pořadí, které má 8 horizontálních stolic (těmito stolicemi se ve své práci zabývám). Za přípravným pořadím se trať dále dělí na pravé a levé hotovní pořadí. Obě pořadí jsou, co se týče uspořádání stolic, identická. Po odstřižení předního konce provalku na nůžkách za 7. stolicí prochází provalek pravým pořadím. To je tvořeno 8-mi stolicemi (5 horizontálních a 3 vertikální). Provalky ze stolice se pomocí odváděcího valníku přes laserové měřicí zařízení Hi-profile, poháněč a dělicí nůžky dopravují do ASC stolic. V těchto stolicích se u kruhové tyčové ocele utváří finální rozměr vývalků.

Vývalky jsou z obou hotovních pořadí odváděny valníky na chladicí lože. Z nich jsou vývalky předávány na odváděcí valníky k dělicím zařízením, které dělí vývalky na obchodní délky. Následuje odsun nastříhaných dávek po odváděcím valníku na předávací zařízení a sesypání dávek do sběrné kapsy. Odtud již vytvořený svazek postupuje k vázacímu zařízení. Svázané svazky jsou odváděny na odkládací rošt.

Kontijemná trať je schopna expedovat vývalky i ve tvaru svitků. K tomu je vybavena navíjecí linkou, která v toku materiálu následuje za ASC stolicemi a pomocí výhybky a poháněče jsou vývalky přivedeny k jednotlivým navíjecím bubnům.

Projektovaná výrobní kapacita kontijemné trati je 530 kt/rok. Vstupním materiálem jsou převážně lité sochory kvadrát 150x150 mm délky obvykle 12 m. Výstupním rozměrem jsou vyráběné profily do tyčí a do svitků těchto jakostí:

- nízkouhlíková ocel
- středně uhlíková ocel
- automatová ocel
- antikorozní ocel
- betonářská ocel

Absolutní tolerance kruhové oceli válcované do tyčí nebo svitků je ¼ DIN.

Sortiment vyráběných profilů na kontijemné trati:

- | | | |
|-----------------------|----------|-----------------|
| • kruhová ocel | tyče | Ø 16 mm – 70 mm |
| • kruhová ocel | svitky | Ø 16 – 26,5 mm |
| • šestihranná ocel | tyče | Ø 18 mm – 38 mm |
| • šestihranná ocel | svitky | Ø 18 mm – 24 mm |
| • plochá ocel | šířka | 25 – 50 mm |
| | tloušťka | 5 – 10 mm |
| • úhelníky rovnané | šířka | 30 – 50 mm |
| | tloušťka | 3 – 6 mm |
| • žebírková bet. ocel | | Ø 10 mm – 32 mm |

3. Řešení vyvažování válců válcovací stolice

Cílem diplomové práce je inovovat způsob, kterým se předepínají ložisková tělesa válců. Ložisková tělesa musí být předepnuta z důvodu udržení válcovací mezery, ve chvílích, kdy ze stolice vyjíždí již vyválcovaný sochor a do doby najetí nového sochoru musí mezi válci zůstat požadovaná válcovací mezera.

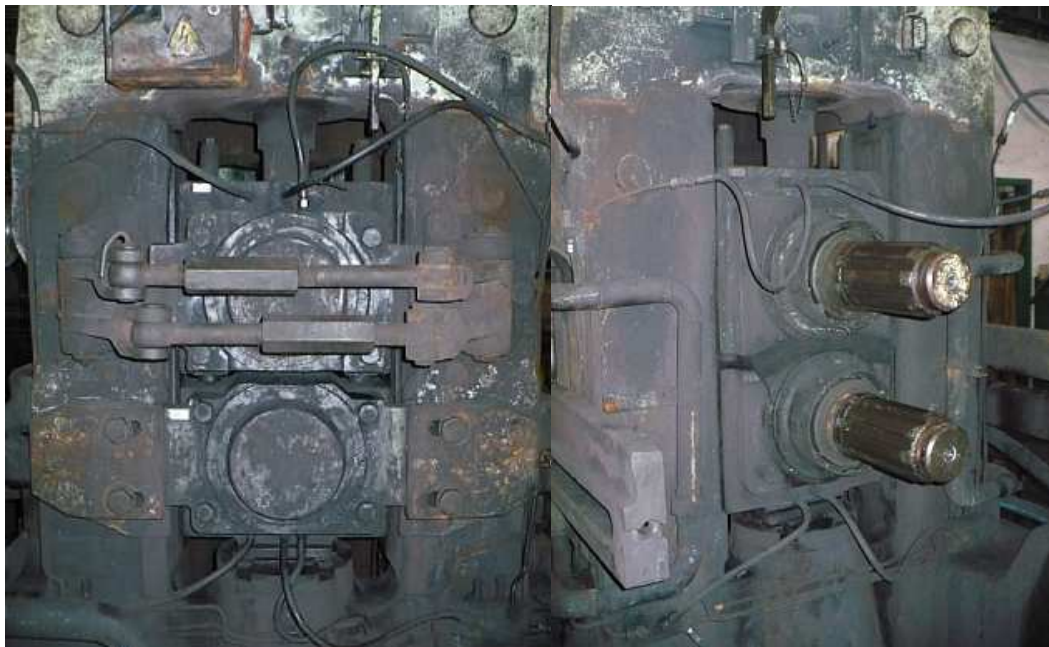
3.1 Dosavadní stavění válců

Spodní uložení se ustavuje pomocí podložek, jejichž správná tloušťka se přiřazuje podle požadované rozteče mezi válci. K dispozici je tabulka, která jednotlivé tloušťky předepisuje. Horní uložení se ustavuje ručně pomocí čtyř předepínacích šroubů, jimiž se nastaví hodnota o 5mm vyšší než je rozteč požadovaná. Šrouby jsou zabudovány v ložiskovém tělese horního válce a pomocí talířových pružin odtlačují ložisková tělesa od sebe. Potom se motorickým stavěním přes šnekový převod nastaví správná rozteč. Dále se pomocí ručního agregátu naplní hydraulické matice, které sevřou obě ložisková tělesa společně s válci k sobě. V tomto stavu stolice pracuje po celou dobu válcování, tzn. i několik hodin, než dojde ke kontrolnímu přeměření nastavení stolice.

Během činnosti stolice dochází k únavě talířových pružin u předepínacích šroubů horního ložiskového tělesa, po čase tak hrozí klesnutí horního válce pod požadovanou rozteč. Tento jev sice nemá vliv na samotnou přesnost válcování, ale při nápichu vjede sochor pod snížený válec, který prudce poskočí a může následkem silového rázu prasknout.



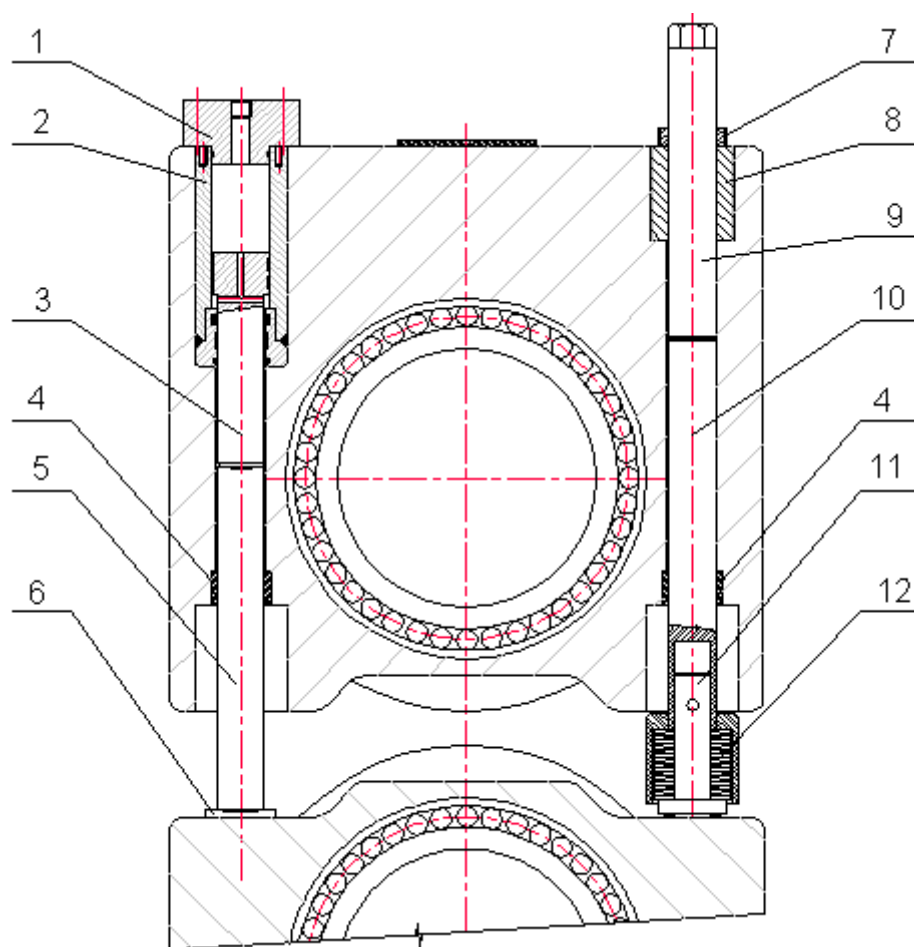
Obr. č. 11 Ložisková tělesa s válci



Obr. č. 12 Ložisková tělesa usazená ve stolici (vlevo - strana obsluhy, vpravo - strana pohonu)

3.2 Návrh řešení

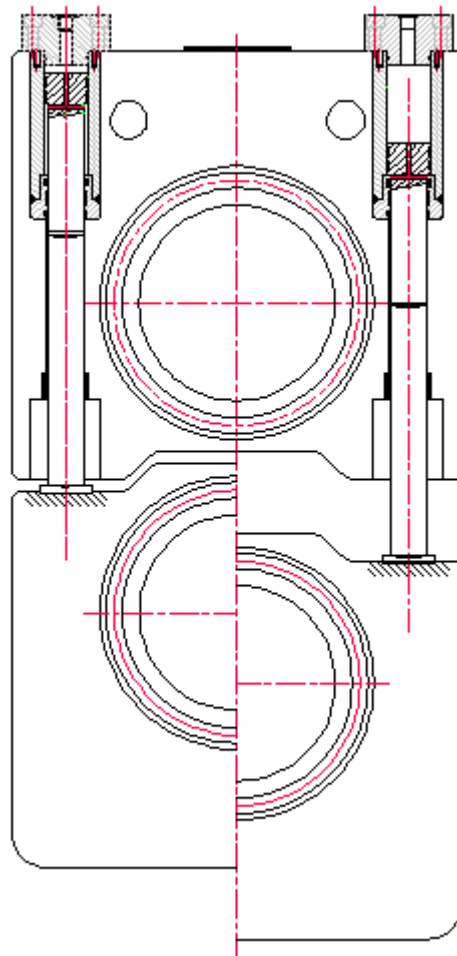
V předchozí části jsem zmínil nevýhody spojené s použitím předepínacích šroubů. Ve své práci se zabývám možností nahradit je hydraulickými válci, které zmíněné nebezpečí eliminují, navíc mechanizují a značně zrychlí proces nastavení rozteče válců. Hydraulické válce budou umístěny do upravených otvorů, ve kterých dříve byly předepínací šrouby. Do otvorů se zasadí vložky, sloužící jako válce, do nich se umístí píst a nakonec se válce uzavřou pomocí zátky, jejíž nosné šrouby vedou přímo do ložiskového tělesa.



Obr. č. 13 Vlevo navrhované řešení, vpravo stávající stav (1-zátka, 2-válec, 3-píst, 4-vedení, 5-vodící tyč, 6-podložka, 7-zajišťovací matice, 8-závitová vložka, 9-šroub, 10-tyč, 11-čep, 12-talířové pružiny)

Do válců bude vložen speciálně vyrobený píst s provrtanou hlavou, takže válec bude pracovat v tzv. diferenciálním zapojení. Tento princip je energeticky náročnější, protože tlak působí pouze na ploše pístnice. Skýtá dvě zásadní výhody, a to možnost těsnit pístnici místo celého pístu, čímž nebude docházet ke kontaktu vnitřní části válce se vzduchem a nečistotami. Druhou výhodou tohoto řešení je fakt, že obě strany pístu budou pracovat pod stejným tlakem, což přispěje k eliminaci rázů a vibrací od válcování, píst tak bude lépe tlumený oproti použití pístu s jednostrannou pístnicí.

Zpětný pohyb pístu bude realizován pomocí vlastní hmotnosti ložiskových těles a pracovního válce.



Obr. č.14 Znázornění pohybu těles

4. Návrh jednotlivých částí a jejich pevnostní kontrola

4.1 Návrh Hydraulických válců

Válce budou zhotoveny z oceli třídy 15230 (pevnost v tahu $\sigma_{pt} = 950 \text{ MPa}$), je to materiál odolný vůči dynamickému namáhání a po zušlechtění svařitelný. Polotovarem pro výrobu válce bude honovaná trubka Tr80/50 H8. Tloušťka stěny bude tedy 15 mm.

4.1.1 Pevnostní kontrola stěny válce

Maximální tlak ve válci bude $p_{\max} = 7,8 \text{ MPa}$. Ve výpočtech uvažuji zkušební tlak.

$$\begin{aligned} p_{ZK} &= 1,5 \cdot p_{\max} \\ p_{ZK} &= 1,5 \cdot 7,8 \\ p_{ZK} &= 11,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.1)$$

Válec bude pracovat pod míjivým zatížením. Dovolené namáhání pro tento typ zatížení je pro ocel 15230 je $\sigma_{DT} = 1600 \text{ kp/cm}^2 \approx 157 \text{ MPa}$.

Pro tlustostěnnou trubku $\frac{r_2}{r_1} = \frac{40}{25} > 1,18$ platí vztah:

$$\begin{aligned} s_s &= \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_{DT} + p_{ZK} \cdot (1 - 2 \cdot \mu)}{\sigma_{DT} - p_{ZK} \cdot (1 + 2 \cdot \mu)}} - 1 \right) \\ s_s &= \frac{50}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{157 + 11,7 \cdot (1 - 2 \cdot 0,3)}{157 - 11,7 \cdot (1 + 2 \cdot 0,3)}} - 1 \right) \\ s_s &= 10,3 < 15 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Kde μ - Poissonův součinitel pro ocel a dvojosou napjatost $\mu = 0,3$

Stěna válce vyhovuje

4.1.2 Pevnostní kontrola tloušťky dna

V mém případě se jedná o tloušťku zátky válce. Dno této zátky přirovnáváme ke kruhové desce, podepřené spojitě na obvodu a zatížené spojitým zatížením.

$$\begin{aligned} s_z &= 0,405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p_{ZK}}{\sigma_{DT}}} \\ s_z &= 0,405 \cdot 50 \cdot \sqrt{\frac{11,7}{157}} \\ s_z &= 5,53 < 55 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Tloušťka dna zátky vyhovuje

4.2 Návrh pístu

Píst bude vyroben z oceli třídy 15230. Prostory nad a pod hlavou pístu budou spojeny otvorem. Na konci pístnice bude čoučkovité zaoblení, na které dosedne vodící tyč. Délka vodící tyče je větší než délka pístnice, proto budu na vzpěr kontrolovat vodící tyč.

4.2.1 Kontrola vodící tyče na vzpěr

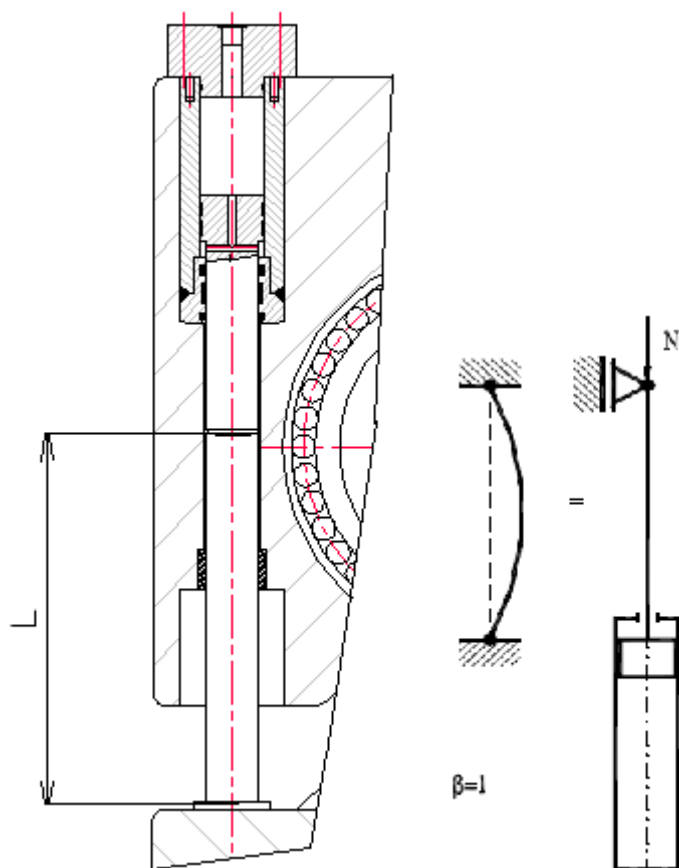
Zadané parametry

- Zatěžující síla bude $F=9802\text{ N}$
- Průměr vodící tyče je 40 mm
- Její délka 285 mm
- Materiál ocel 11 525

vzpěrná délka

$$L_{CR} = \beta \cdot L = 1 \cdot 285 = 285\text{ mm} \quad (4.4)$$

β – závisí na způsobu namáhání



Obr. č. 15 Znáznornění vodící tyče při namáhání na vzpěr

Tyč je zobrazena při svém maximálním vysunutí a je patrné, že je z velké části vedena, počítám tedy nejlehčí variantu vzpěru $\beta=1$

kvadratický moment

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 40^4}{64} = 125663,7 \text{ mm}^4 \quad (4.5)$$

Plocha vodící tyče

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 1256,6 \text{ mm}^2 \quad (4.6)$$

Poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J}{A}} = \sqrt{\frac{125663,7}{1256,6}} = 10 \text{ mm} \quad (4.7)$$

Štíhlost

$$\lambda = \frac{L_{CR}}{i} = \frac{285}{10} = 28,5 \quad (4.8)$$

Srovnávací štíhlost

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{R_e}} = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{355}} = 76,4 \quad (4.9)$$

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

Poměrná štíhlost

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_1} \cdot \sqrt{\beta_A} = \frac{28,5}{76,4} = 0,373 \quad (4.10)$$

$$\beta_A - 1$$

Součinitel vzpěrnosti

$$\Phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha_1 \cdot (\bar{\lambda} \cdot 0,2) + \bar{\lambda}^2]$$

$$\Phi = 0,5 \cdot [1 + 0,49 \cdot (0,373 - 0,2) + 0,373^2] = 0,612 \quad (4.11)$$

$$\alpha - 0,49$$

$$\kappa = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \bar{\lambda}^2}} = \frac{1}{0,612 + \sqrt{0,612^2 - 0,373^2}} = 0,911 \quad (4.12)$$

Vzpěrná únosnost vodící tyče

$$N_{B,R_D} = \frac{\kappa \cdot \beta_A \cdot A \cdot f_Y}{y_{Mi}} = \frac{0,911 \cdot 1 \cdot 1256,6 \cdot 355}{1,15} = 353383 \text{ N} \quad (4.13)$$

y_{Mi} - 1,15 dílčí součinitel spolehlivosti

$$N_{B,R} > F$$

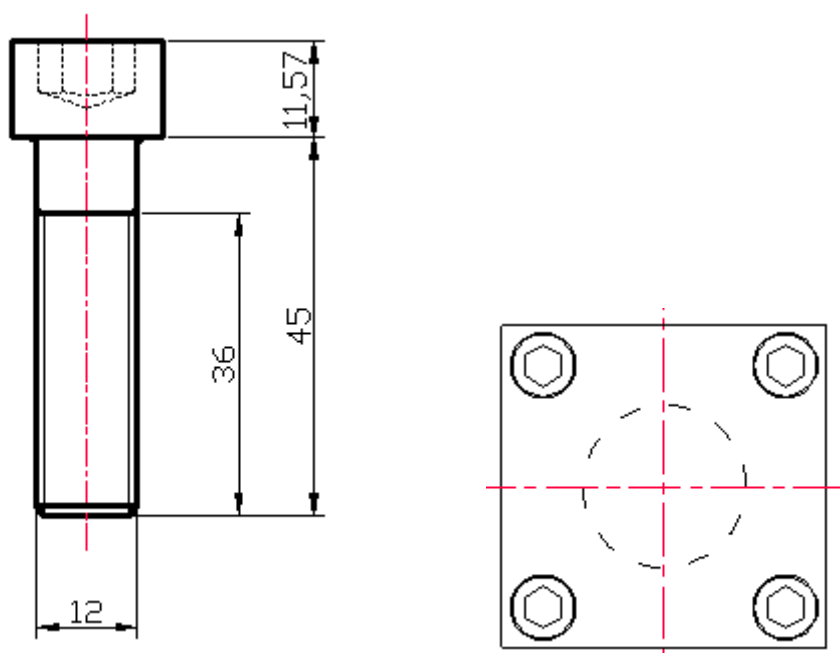
$$353383 > 9801$$

Navržená vodící tyč vyhovuje

4.3 Kontrola šroubů na zátce hydraulického válce

Šrouby budou zašroubovány přímo do ložiskového tělesa a jejich úkolem je předejít celé spojení zátky s pístem. V průběhu činnosti zařízení bude docházet k různým tlakovým změnám, které není možné úplně předem přesně definovat, proto šrouby dimenzuji pro amplitudu mezi 0 až maximálním tlakem (jedná se o nejhorší možné namáhání).

- Volím šroub **M12x45** dle ČSN EN ISO 4762



Obr. č.16 Umístění šroubů na zátce

Zadané parametry:

- | | |
|----------------------------------|---------------------------|
| • Počet šroubů | $i_s = 4$ |
| • Zatěžující síla na jeden šroub | $F_i = 2450 \text{ N}$ |
| • Délka spoje | $l_p = 45 \text{ mm}$ |
| • Materiál šroubu | 8.8 |
| • Součinitel minimální síly | $\psi_p = 1,0$ |
| • Velký průměr závitu | $d_1 = 12 \text{ mm}$ |
| • Střední průměr závitu | $d_2 = 11,026 \text{ mm}$ |
| • Malý průměr závitu | $d_3 = 10,160 \text{ mm}$ |
| • Výška hlavy | $k = 11,57 \text{ mm}$ |
| • Rozteč | $P = 1,5 \text{ mm}$ |

- Délka šroubu $l = 45 \text{ mm}$
- Délka závitu $l_2 = 36 \text{ mm}$
- Délka dřívku $l_1 = 9 \text{ mm}$

Výpočet konstant tuhosti

Důležité parametry pro výpočet

$$\alpha = 26^\circ$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$D_0 = d_1 + 0,5$$

Délka hlavy šroubu, která má vliv na deformaci

$$l_5 = \frac{2}{3}k = \frac{2}{3} \cdot 11,57 = 7,71 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Konstanta tuhosti ve šroubu c_s

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_s} &= \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{l_1}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2} + \frac{l_2}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_3^2} + \frac{l_5}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2} \right) \\ \frac{1}{c_s} &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{9}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 12^2} + \frac{36}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 10,160^2} + \frac{7,71}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 12^2} \right) = \\ \frac{1}{c_s} &= 2,818 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$c_s = \frac{1}{2,818 \cdot 10^{-6}} = 3,5486 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Konstanta tuhosti v přírubě c_p

$$D_4 = D_p + l_p \cdot \tan \alpha$$

$$D_4 = 18 + 45 \cdot \tan 26^\circ \quad (4.16)$$

$$D_4 = 39,95 \text{ mm}$$

$$D_3 = \frac{1}{2} \cdot (D_p + D_4)$$

$$D_3 = \frac{1}{2} (18 + 39,95) \quad (4.17)$$

$$D_3 = 28,98 \text{ mm}$$

$$c_p = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_o^2) \cdot E}{l_p}$$

$$c_p = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (28,98^2 - 13^2) \cdot 2,1 \cdot 10^5}{45} \quad (4.18)$$

$$c_p = 2,459 \cdot 10^6 \text{ N.mm}^{-1}$$

Výpočet sil ve spoji

Míjivé zatížení $\Rightarrow F_{MIN} = 0 \text{ N}$... minimální provozní síla

$F_{MAX} = 2450 \text{ N}$... maximální provozní síla

Minimální předpětí

$$F_p = \psi_p \cdot F_{MAX}$$

$$F_p = 1 \cdot 2450 = 2450 \text{ N} \quad (4.19)$$

$$\psi_p = (0.2 - 1.5) \text{ volím } 1$$

Složky sil ve šroubech

$$\Delta F_p = F_i \cdot \frac{c_p}{c_p + c_s}$$

$$\Delta F_p = 2450 \cdot \frac{2,459 \cdot 10^6}{2,459 \cdot 10^6 + 3,549 \cdot 10^5} \quad (4.20)$$

$$\Delta F_p = 2141 \text{ N}$$

$$\Delta F_s = F \cdot \frac{C_s}{C_s + C_p}$$
$$\Delta F_s = 2450 \cdot \frac{3,549 \cdot 10^5}{2,459 \cdot 10^6 + 3,549 \cdot 10^5} \quad (4.21)$$
$$\Delta F_s = 309 \text{ N}$$

$$F_0 = F_p + \Delta F_p$$
$$F_0 = 2450 + 2450 \quad (4.22)$$
$$F_0 = 4591 \text{ N}$$

$$F_{S \min} = F_0 = 4591 \text{ N}$$
$$F_{S \max} = F_0 + \Delta F_s = 4591 + 309 = 4900 \text{ N} \quad (4.23)$$

Statická složka síly

$$F_m = F_o + \frac{\Delta F_s}{2}$$
$$F_m = 4591 + \frac{309}{2} \quad (4.24)$$
$$F_m = 4745,5 \text{ N}$$

Amplitudová složka síly

$$F_a = \pm \frac{\Delta F_s}{2}$$
$$F_a = \frac{309}{2} \quad (4.25)$$
$$F_a = \pm 154,5 \text{ N}$$

Výpočet napětí

- | | |
|-------------------------|------------------------------|
| • Mez únavy | $\sigma_c = 240 \text{ MPa}$ |
| • Smluvní mez v kluzu | $R_{p0,2} = 660 \text{ MPa}$ |
| • Mez pevnosti | $R_m = 800 \text{ MPa}$ |
| • Průměr zkušební tyčky | $d_o = 8 \text{ mm}$ |

Třecí moment na závitu M_{tz}

$$\tan(\gamma) = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (4.26)$$

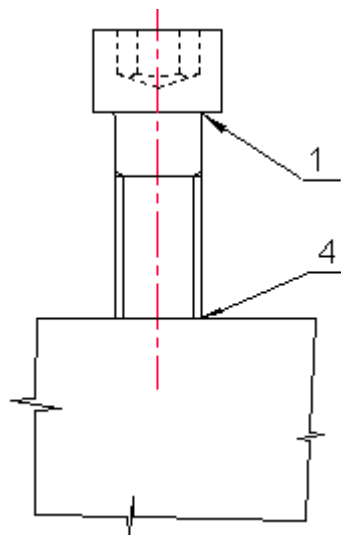
$$\begin{aligned} \gamma &= \arctan \frac{P}{\pi \cdot d_2} \\ \gamma &= \arctan \frac{1,5}{\pi \cdot 11,026} \\ \gamma &= 2,48^\circ \end{aligned} \quad (4.27)$$

$$\tan(\varphi') = \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} \varphi' &= \arctan \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} \\ \varphi' &= \arctan \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} \\ \varphi' &= 9,826^\circ \end{aligned} \quad (4.29)$$

$$\begin{aligned} M_{tz} &= F_o \cdot \tan(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \\ M_{tz} &= 4591 \cdot \tan(2,48 + 9,826) \cdot \frac{11,026}{2} \\ M_{tz} &= 5638,5 N \cdot m \end{aligned} \quad (4.30)$$

Kontrola pro nebezpečná místa



Obr. č.17 Znáznornění nebezpečných míst

Místo 1

Smykové napětí

$$\tau_1 = \frac{M_{tz}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}}$$

$$\tau_1 = \frac{5638,5}{\frac{\pi \cdot 12^3}{16}}$$

$$\tau_1 = 16,6 \text{ MPa}$$
(4.31)

Střední napětí cyklu

$$\sigma_{m1} = \frac{F_m}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}$$

$$\sigma_{m1} = \frac{4745,5}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4}}$$

$$\sigma_{m1} = 42 \text{ MPa}$$
(4.32)

Amplituda napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{a1} &= \pm \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \\ \sigma_{a1} &= \pm \frac{154,5}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4}} \\ \sigma_{a1} &= \pm 1,37 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{4.33}$$

Osové napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{o1} &= \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \\ \sigma_{o1} &= \frac{4591}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4}} \\ \sigma_{o1} &= 40,6 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{4.34}$$

Další parametry šroubu

- $R_a = 1,6 \text{ } \mu\text{m}$
- $R_m = 800 \text{ MPa}$
- $\Rightarrow \eta_{pi} = 0,85$

- $\frac{R_v}{d} = \frac{0,6}{12} = 0,05$
- $\frac{D_p}{d_1} = \frac{18}{12} = 1,5$

Kde

R_v – poloměr vrubu

D_p – průměr hlavy šroubu

Součinitel koncentrace napětí

$$\alpha_{\sigma} = A \cdot \left(\frac{R_V}{d} \right)^{-b}$$

$$\alpha_{\sigma} = 0,99957 \cdot \left(\frac{0,6}{12} \right)^{-0,28221} \quad (4.35)$$

$$\alpha_{\sigma} = 2,33$$

- $R_m = 800 \text{ MPa}$

$$\Rightarrow \sqrt{a} = 0,25 \text{ mm}^{\frac{1}{2}}$$

Součinitel citlivosti materiálu

$$q_1 = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{R_1}}}$$

$$q_1 = \frac{1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{0,6}}} \quad (4.36)$$

$$q_1 = 0,756$$

Vrubový součinitel

$$\beta_{\sigma_1} = 1 + q_1 (\alpha_{\sigma_1} - 1)$$

$$\beta_{\sigma_1} = 1 + 0,756 \cdot (2,33 - 1) \quad (4.37)$$

$$\beta_{\sigma_1} = 2,005$$

Statický faktor součinitele vlivu velikosti

$$\nu'_{\sigma_1} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{d}{d_o}}$$

$$\nu'_{\sigma_1} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{12}{8}} \quad (4.38)$$

$$\nu'_{\sigma_1} = 0,941$$

Součinitel vlivu gradientu napětí

$$\nu''_{\sigma_1} = 1$$

Součinitel vlivu velikosti

$$\begin{aligned} \nu_{\sigma 1} &= \nu'_{\sigma 1} \cdot \nu''_{\sigma 1} \\ \nu_{\sigma 1} &= 0,941 \cdot 1 \\ \nu_{\sigma 1} &= 0,941 \end{aligned} \quad (4.39)$$

Mez únavy skutečné součásti

$$\sigma_{cs1} = \sigma_c \cdot \frac{\eta_{p1} \cdot \nu_{\sigma 1}}{\beta_{\sigma 1}} = 240 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,941}{2,005} = 95,74 \text{ MPa} \quad (4.40)$$

Součinitel kontrakce pro hladký vzorek

$$\begin{aligned} \psi_{\sigma 1} &= \frac{2 \cdot \sigma_c - \sigma_{HC}}{\sigma_{HC}} \\ \psi_{\sigma 1} &= \frac{2 \cdot 240 - 430}{430} \\ \psi_{\sigma 1} &= 0,116 \end{aligned} \quad (4.41)$$

Součinitel kontrakce skutečné součásti

$$\psi_{\sigma s1} = \psi_{\sigma 1} \cdot \frac{\sigma_{cs1}}{\sigma_c} = 0,116 \cdot \frac{95,74}{240} = 0,0463 \quad (4.42)$$

Dílčí bezpečnosti

$$n_{\tau 1} = \frac{0,577 \cdot R_{p0,2}}{\tau_1} = \frac{0,577 \cdot 660}{16,6} = 22,9 \quad (4.43)$$

$$n_{\sigma 1a} = \frac{2 \cdot \sigma_{cs1} + \sigma_{o1} \cdot (1 - \psi_{\sigma s})}{(1 + \psi_{\sigma s}) \cdot (\sigma_{m1} + \sigma_{a1})} = \frac{2 \cdot 95,74 + 40,5 \cdot (1 - 0,0463)}{(1 + 0,0463) \cdot (42 + 1,37)} = 5,07 \quad (4.44)$$

$$n_{\sigma 1b} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{m1} + \sigma_{a1}} = \frac{660}{(42 + 1,37)} = 15,2 \quad (4.45)$$

Výsledná bezpečnost pro místo 1

$$n_n = \frac{n_{\sigma 1a} \cdot n_{\tau 1}}{\sqrt{n_{\sigma 1a}^2 + n_{\tau 1}^2}} = \frac{5,07 \cdot 22,9}{\sqrt{5,07^2 + 22,9^2}} = 4,95 > 1,1 \quad (4.46)$$

V místě 1 navrhovaný šroub vyhoví s rezervou

Místo 4

Smykové napětí

$$\begin{aligned}\tau_4 &= \frac{M_{tz}}{\pi \cdot d_3^3} \\ &\quad 16 \\ \tau_4 &= \frac{5638,5}{\pi \cdot 10,160^3} \\ &\quad 16 \\ \tau_4 &= 27,38 MPa\end{aligned}\tag{4.47}$$

Střední napětí cyklu

$$\begin{aligned}\sigma_{m4} &= \frac{F_m}{\pi \cdot d_3^2} \\ &\quad 4 \\ \sigma_{m4} &= \frac{4745,5}{\pi \cdot 10,160^2} \\ &\quad 4 \\ \sigma_{m4} &= 58,5 MPa\end{aligned}\tag{4.48}$$

Amplituda napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{a4} &= \pm \frac{F_a}{\pi \cdot d_3^2} \\ &\quad 4 \\ \sigma_{a4} &= \pm \frac{154,5}{\pi \cdot 10,160^2} \\ &\quad 4 \\ \sigma_{a4} &= \pm 1,9 MPa\end{aligned}\tag{4.49}$$

Osové napětí

$$\sigma_{o4} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{4591}{\frac{\pi \cdot 10,160^2}{4}} \quad (4.50)$$

$$\sigma_{o4} = 56,6 \text{ MPa}$$

- $R_a = 1,6 \text{ } \mu\text{m}$
- $R_m = 800 \text{ MPa}$
- $\eta_{pi} = 0,85$

- $\frac{R_v}{d} = \frac{0,217}{12} = 0,0181$
- $\frac{d}{d_3} = \frac{12}{10,160} = 1,181$

Součinitel koncentrace napětí

$$\alpha_{\sigma 3} = A \cdot \left(\frac{r}{d} \right)^{-b}$$

$$\alpha_{\sigma 3} = 1,0107 \cdot \left(\frac{0,217}{12} \right)^{-0,33765} \quad (4.51)$$

$$\alpha_{\sigma 3} = 3,92$$

$$h_3 = \frac{d - d_3}{2} = \frac{12 - 10,160}{2} = 0,92 \text{ mm} \quad (4.52)$$

$$\alpha_{\sigma 4} = \alpha_{\sigma 3} + 0,8 \cdot \frac{d_3}{8 \cdot h_3}$$

$$\alpha_{\sigma 4} = 3,92 + 0,8 \cdot \frac{10,160}{8 \cdot 0,92} = 5,3 \quad (4.53)$$

- $R_m = 800 \text{ MPa}$
- $\sqrt{a} = 0,25 \text{ mm}^{\frac{1}{2}}$

$$q_4 = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{R_4}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,25}{\sqrt{0,217}}} = 0,651 \quad (4.54)$$

Vrubový součinitel

$$\beta_{\sigma_4} = 1 + q_4(\alpha_{\sigma_4} - 1) = 1 + 0,651(5,3 - 1) = 3,8 \quad (4.55)$$

Statický faktor součinitele vlivu velikosti

$$\begin{aligned} \nu'_{\sigma_4} &= 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{d_3}{d_o}} \\ \nu'_{\sigma_4} &= 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{10,160}{8}} \\ \nu'_{\sigma_4} &= 0,954 \end{aligned} \quad (4.56)$$

Součinitel vlivu gradientu napětí

$$\nu''_{\sigma_4} = 1$$

Součinitel vlivu velikosti

$$\nu_{\sigma_4} = \nu'_{\sigma_4} \cdot \nu''_{\sigma_4} = 0,954 \cdot 1 = 0,954 \quad (4.57)$$

Mez únavy skutečné součásti

$$\sigma_{cs4} = \sigma_c \cdot \frac{\eta_{p4} \cdot \nu_{\sigma_4}}{\beta_{\sigma_4}} = 240 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,954}{3,8} = 51,2 \text{ MPa} \quad (4.58)$$

Součinitel kontrakce pro hladký vzorek

$$\begin{aligned}\psi_{\sigma 1} &= \frac{2 \cdot \sigma_c - \sigma_{HC}}{\sigma_{HC}} \\ \psi_{\sigma 1} &= \frac{2 \cdot 240 - 430}{430} \\ \psi_{\sigma 1} &= 0,116\end{aligned}\tag{4.59}$$

Součinitel kontrakce skutečné součásti

$$\psi_{\sigma 4} = \psi_{\sigma 1} \cdot \frac{\sigma_{cs4}}{\sigma_c} = 0,116 \cdot \frac{51,2}{240} = 0,0248\tag{4.60}$$

Dílčí bezpečnosti

$$n_{\tau 4} = \frac{0,577 \cdot R_{p0,2}}{\tau_4} = \frac{0,577 \cdot 660}{27,38} = 13,9\tag{4.61}$$

$$n_{\sigma 4a} = \frac{2 \cdot \sigma_{cs4} + \sigma_{o4} \cdot (1 - \psi_{\sigma})}{(1 + \psi_{\sigma}) \cdot (\sigma_{m4} + \sigma_{a4})} = \frac{2 \cdot 51,2 + 56,6 \cdot (1 - 0,0248)}{(1 + 0,0248) \cdot (58,5 + 1,9)} = 2,55\tag{4.62}$$

$$n_{\sigma 4b} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{m4} + \sigma_{a4}} = \frac{660}{(58,5 + 1,9)} = 10,93\tag{4.63}$$

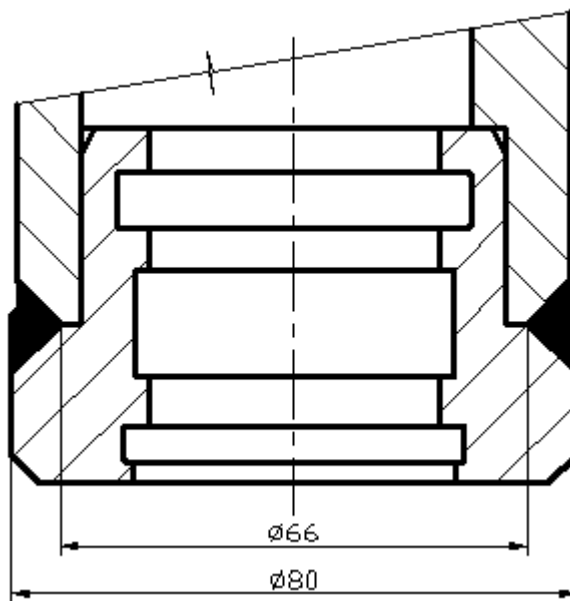
Výsledná bezpečnost

$$n_n = \frac{n_{\sigma 4a} \cdot n_{\tau 4}}{\sqrt{n_{\sigma 4a}^2 + n_{\tau 4}^2}} = \frac{2,55 \cdot 10,93}{\sqrt{2,55^2 + 10,93^2}} = 2,48 > 1,1\tag{4.64}$$

Šroub v místě 4 vyhoví s rezervou

4.4 Pevnostní kontrola svaru na válci

- celková zatěžující síla $F=9802\text{N}$
- šířka svaru 7 mm
- typ svaru V svar



Obr č.18 Umístění svaru

Kolmé napětí ve svaru

$$\sigma_{\perp} = \frac{F}{S_{sv}} \quad (4.65)$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{9802}{\frac{\pi \cdot (80^2 - 66^2)}{4}} \quad (4.66)$$

$$\sigma_{\perp} = 6,1 MPa \leq \sigma_{D,s} = \frac{\sigma_D}{k_1}$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_e} = \frac{835}{2} = 417,5 \quad (4.67)$$

R_e – mez kluzu

k_e – bezpečnost svarového spoje (1,25 – 2)

$$\sigma_{D,s} = k_1 \cdot \sigma_D$$

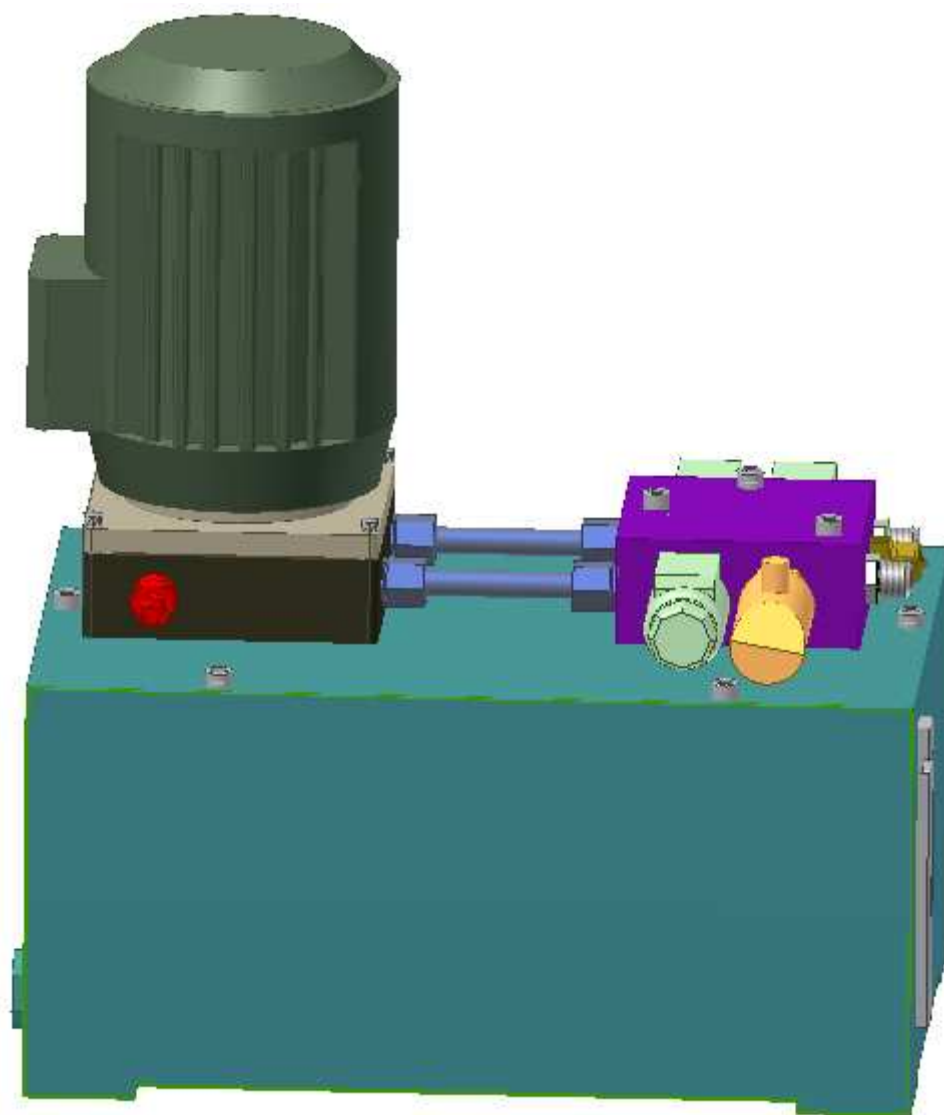
$$\sigma_{D,s} = 0,85 \cdot 417,5 = 355 MPa \quad (4.68)$$

k_1 – převodní součinitel pro daný typ svaru

5. Návrh hydraulického obvodu a agregátu

Hydraulický obvod bude pracovat ve dvou odlišných režimech, v jednom ve chvíli, kdy se bude manipulovat s ložiskovými tělesy tzn. při nastavování válcovací mezery a ve druhém při vlastním procesu válcování, kdy je změna vzdálenosti válců prakticky minimální. V obvodu je umístěn hydraulický akumulátor, který zajišťuje rychlou kompenzaci objemu oleje ve válcích v důsledku odskoku válců při najetí nového sochoru, dále bude akumulátor kompenzovat průsaky z válců. Při manipulaci s ložiskovými tělesy se pomocí uzavíracího ventilu akumulátor odpojí. V obvodu jsou použity sedlové ventily, aby se snížily objemové ztráty z obvodu. Hydrogenerátor bude olej do válců a do akumulátoru doplňovat v předem stanoveném tlakovém rozmezí. Předpokládá se, že při činnosti stolice bude docházet k doplnění akumulátoru vždy po několika desítkách minut, není proto nutné se zabývat chlazením obvodu.

Schéma obvodu je uvedeno na výkrese MIC361-A



Obr č.19 Hydraulický agregát

5.1 Výpočty pro návrh hydraulických prvků

5.1.1 Stanovení tlaku ve válcích

Hydraulickými válci je nutné zvednout horní válce společně s ložiskovými tělesy

- hmotnost horního válce $m_v = 957 \text{ kg}$
- hmotnost ložiskového tělesa $m_L = 470 \text{ kg}$

Celková zatěžující síla

$$\begin{aligned}F_Z &= g \cdot (m_v + 2 \cdot m_L) \\F_Z &= 9,81 \cdot (957 + 2 \cdot 470) \\F_Z &= 18609,5 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.1}$$

Navýšení síly z důvodu tření lože stolice, ve kterých jsou ložisková tělesa umístěna.

$$\begin{aligned}F_v &= k \cdot F_Z \\F_v &= 1,5 \cdot 18609,5 \\F_v &= 27914 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.2}$$

Tlak ve válcích

Zvednutí ložiskových těles zajišťují 4 hydraulické válce. Z konstrukčních důvodů je jejich průměr 50 mm, díky diferenciálnímu zapojení bude tlak působit pouze na plochu pístnice, jejíž průměr je 40 mm. Počítám, jakoby sílu přenášely pouze 3 válce.

$$\begin{aligned}\Delta p &= \frac{F_v}{S} = \frac{F_v}{3 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} \\ \Delta p &= \frac{27914}{3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4}} \\ \Delta p &= 7,4 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{5.3}$$

5.1.2 Potřebný průtok

Při činnosti zařízení bude dodáváný průtok minimální (bude se prakticky jednat pouze o průsaky), nejvyšší průtok bude potřebný při ustavování ložiskových těles. Rychlost vysouvání válců volím $v_v = 0,005 \text{ m.s}^{-1}$

$$Q = 4 \cdot S \cdot v_v = 4 \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot v_v$$

$$Q = \pi \cdot 0,04^2 \cdot 0,005$$

$$Q = 0,251 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 1,51 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$
(5.4)

Výpočet geometrického objemu hydrogenerátoru

$$Q_{HG} = n \cdot V_G \Rightarrow V_G = \frac{Q_{HG}}{n}$$

$$V_G = \frac{0,251 \cdot 10^{-4}}{\frac{1375}{60}} = 0,1095 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \approx 1,1 \text{ cm}^3$$
(5.5)

Volím hydrogenerátor s geometrickým objemem $1,4 \text{ cm}^3$

Skutečný průtok z hydromotoru

$$Q_{HG} = n_{EL} \cdot V_G$$

$$Q_{HG} = \frac{1375}{60} \cdot 1,4 \cdot 10^{-6}$$

$$Q_{HG} = 0,32083 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 1,925 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$
(5.6)

Výpočet výkonu

$$P = \Delta p \cdot Q$$

$$P = 7800000 \cdot 0,32 \cdot 10^{-4}$$

$$P = 249,6 \text{ W}$$
(5.7)

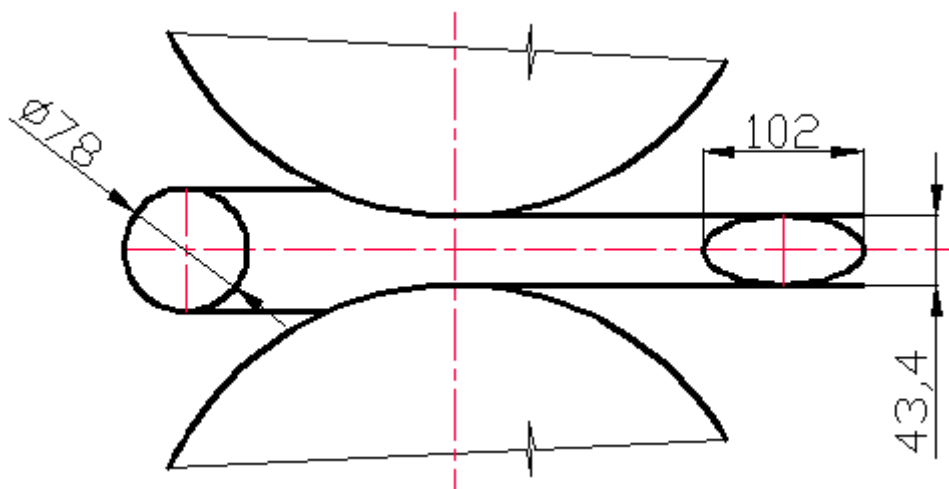
Volím motor o výkonu 370W

5.1.3 Návrh akumulátoru

Dříve popsáný způsob práce obvodu jasně směřuje k použití akumulátoru, který bude kompenzovat průsaky z prvků a tlumit pulzace a rázy vzniklé během válcování.

Při najetí sochoru mezi válce stolice dojde k jejímu prudkému zatížení, které se projeví vymezením všech vřelí, protažením stolice a ohybem válců, pomocí akumulátoru dovede zařízení tuto změnu velikosti rychle vykompenzovat. Ze změřených hodnot vyplývá, že u tohoto typu stolice dochází k protažení max. 0,3 mm. Množství oleje, které se při protažení musí dostat do válců, bude základem pro určení užitečného objemu akumulátoru. Změna objemu bude navíc velice rychlá a akumulátor bude schopen průtok kompenzovat rychleji než hydrogenerátor. Pro názornost provádím výpočet doby nápichu, změnu množství oleje a jeho průtoku.

Výpočet doby nápichu



Obr č.20 Znázornění změny tvaru sochoru

Úhel záběru válců $\alpha_z = 25^\circ$

Délka kruhového oblouku záběru válce

$$\begin{aligned}
 s &= \frac{2 \cdot \pi \cdot r_v}{360} \cdot \alpha^\circ \\
 s &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,2}{360} \cdot 25^\circ \\
 s &= 0,08727 \text{ m}
 \end{aligned} \tag{5.8}$$

Kde

$\alpha_z = 25^\circ$ je úhel záběru válců

$r_v = 0,2 \text{ m}$ je poloměr válce

Výpočet doby nápichu

$$\begin{aligned}
 t_N &= \frac{s}{v} \\
 t_N &= \frac{0,08727}{0,675} = 0,129 \text{ s}
 \end{aligned} \tag{5.9}$$

Kde

$v = 0,675 \text{ m.s}^{-1}$ válcovací rychlost

$s = 0,08727 \text{ m}$ délka kruhového oblouku záběru válce

Výpočet změny objemu oleje ve válcích

$$\begin{aligned}
 \Delta v &= n_v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \\
 \Delta v &= 4 \cdot \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 0,0003 \\
 \Delta v &= 1,51 \text{ cm}^3
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

Potřebný průtok během nápichu

$$\begin{aligned}
 Q_N &= \frac{\Delta V}{t_N} \\
 Q_N &= \frac{1,51 \cdot 10^{-6}}{0,1293} \\
 Q_N &= 0,117 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

Spínání akumulátoru bude probíhat v poměrně úzkém rozmezí tlaků, při spínání bude využit tlakový senzor PN 5000, akumulátor bude pracovat 6,5 – 7,8 MPa.

$$V_A = 0,4 \text{ dm}^3$$

$$V_2 = \frac{V_A}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - 1}$$

$$V_2 = \frac{0,1}{\left(\frac{7,8}{6,5}\right)^{\frac{1}{1,4}} - 1} \quad (5.12)$$

$$V_2 = 2,88 \text{ dm}^3$$

Celkový objem akumulátoru

$$V_1 = V_A + V_2$$

$$V_1 = 2,61 + 0,1 \quad (5.13)$$

$$V_1 = 3,28 \text{ dm}^3$$

Do obvodu použiji membránový akumulátor od firmy Olaer typu OLM – LC OSP 306 o objemu 3,5 dm³.

Výpočet rezervního objemu akumulátoru

$$V_R = V_O - V_1$$

$$V_R = 3,5 - 3,28 \quad (5.14)$$

$$V_R = 0,22 \text{ dm}^3$$

5.1.4 Návrh agregátu

Umístění:

Hydraulický agregát bude umístěn v bezprostřední blízkosti válcovací stolice, akumulátor bude rovněž připevněn přímo u stolice. Zařízení tedy bude přímo ve výrobní hale. Tento

prostor je dobře větrán, ale okolní teplota může během celoročního provozu kolísat mezi 5-30°C.

Provozní podmínky:

Agregát bude pracovat v nepřetržitém provozu a jeho návrh musí být proveden s jistou rezervou, protože jeho případná porucha by znamenala odstavení válcovací tratě, což by bylo spojeno s velkými finančními ztrátami. Po ustavení bude obvod pouze doplňovat průsaky z hydraulických prvků tzn. doplňovat objem v akumulátoru. Užitečný objem akumulátoru je 0,4 dm³ k předpokládanému sepnutí hydrogenerátoru bude docházet řádově po desítkách minut nečinnosti.

Objem nádrže

$$\begin{aligned}V_N &= n \cdot Q \\V_N &= 3 \cdot 2,36 \\V_N &= 7,08 \text{ dm}^3\end{aligned}\tag{5.15}$$

Kde :

Q – průtok z hydrogenerátoru

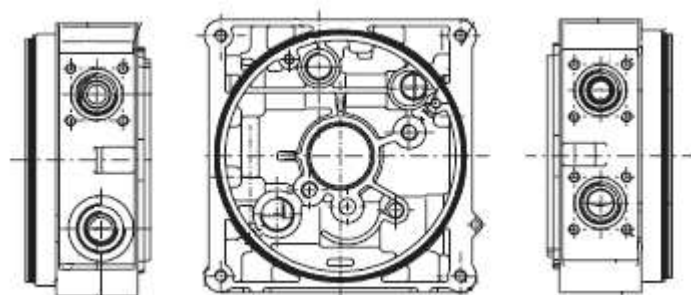
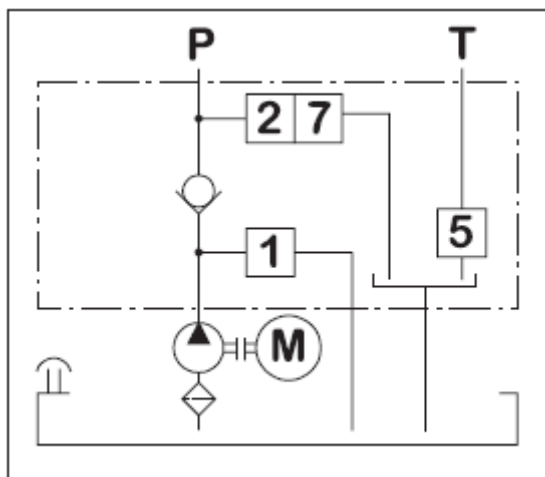
n – Oběhové číslo 3-5

zvýšení objemu o 15%

$$\begin{aligned}V_{NS} &= V_N \cdot 1,15 \\V_{NS} &= 7,8 \cdot 1,15 \\V_{NS} &= 8,1 \text{ dm}^3\end{aligned}\tag{5.16}$$

Volím nádrž od firmy Hytos o objemu 10 dm³.

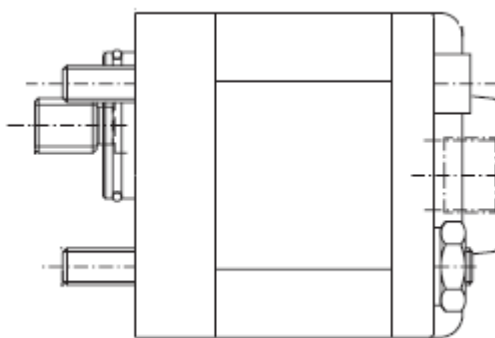
Jako základ agregátu použiji stavebnicově sestavované prvky od firmy Oleodinamica Reggiana, k dispozici je základní blok, do kterého je možno jednoduše namontovat základní prvky, a jednoduše tak splnit funkce obvodu.



Obr č.21 Základní blok TP3

5.1.5 Specifikace prvků obvodu

Hydrogenerátor (HG)

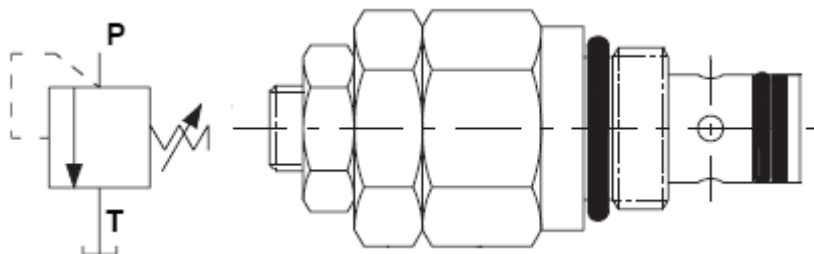


Obr č.22 Hydrogenerátor

Parametr	hodnota
Označení	60603102
Max. tlak	21MPa
Max. otáčky	5500 min ⁻¹
Geometrický objem	1,4cm ³
Výrobce	Oleodinamica Reggiana

Pojistný ventil (PV)

Bude zamontován do základního bloku a nastaven na 8 MPa

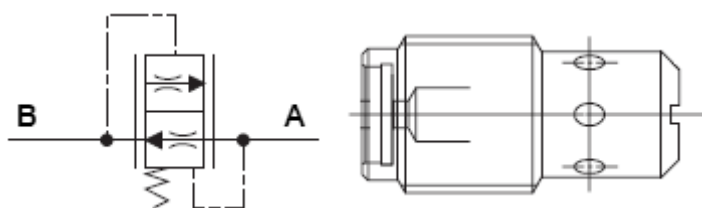


Obr č.23 Pojistný ventil

parametr	hodnota
Označení	VMP5C2003
Max. tlak	14MPa
Max. průtok	20 dm ³ min ⁻¹
Připojení	G 3/4
Výrobce	Oleodinamica Reggiana

Ventil pro kompenzaci průtoku (KP)

Bude zamontován do základního bloku a sloužit jako pojištění proti prudkému spadnutí válců.

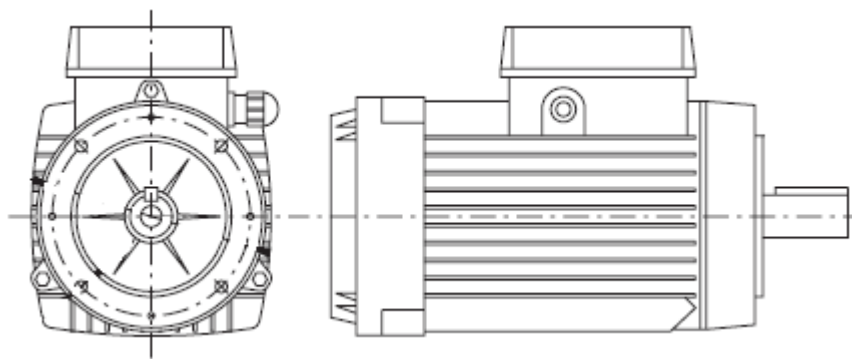


Obr. č.24 Ventil pro kompenzaci průtoku

parametr	hodnota
Označení	VSC04 0100
Max. tlak	25MPa
Max. průtok	$12 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$
Připojení	G 1/4
Výrobce	Oleodinamica Reggiana

Elektromotor (EM)

Jedná se o třífázový asynchronní elektromotor

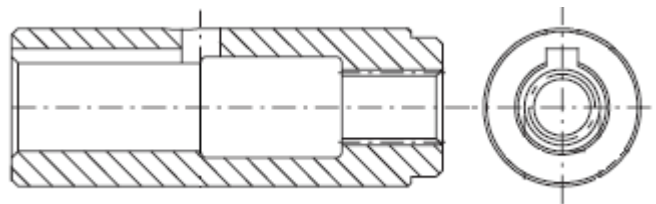


Obr. č.25 Elektromotor

parametr	hodnota
Označení	1 LA7073-4AB1x
Otáčky	1375 ot.min ⁻¹
Výkon	0,37 kW
Krytí	IP55
Vstupní napětí	400 V
Tvar motoru	IMB 14 FT 85
Dodavatel	Kvelb s.r.o.

Spojka

Tato spojka bude umístěna na výstupní hřídel elektromotoru a přes základní blok povede k hydrogenerátoru. Je součástí stavebnicového miniagregátu TP3. Je určena pro motory o výkonu 0,25-0,37kW.

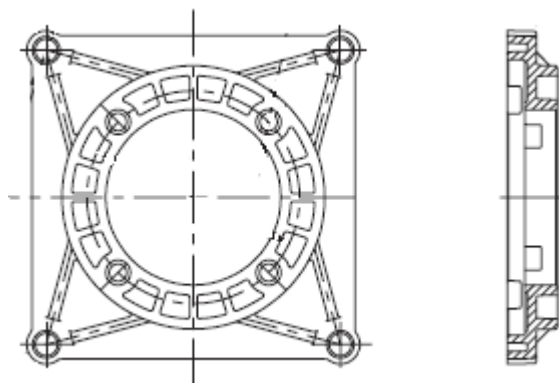


Obr č.26 Spojka

parametr	Hodnota
Označení	F36100001
Výrobce	Oleodinamica Reggiana

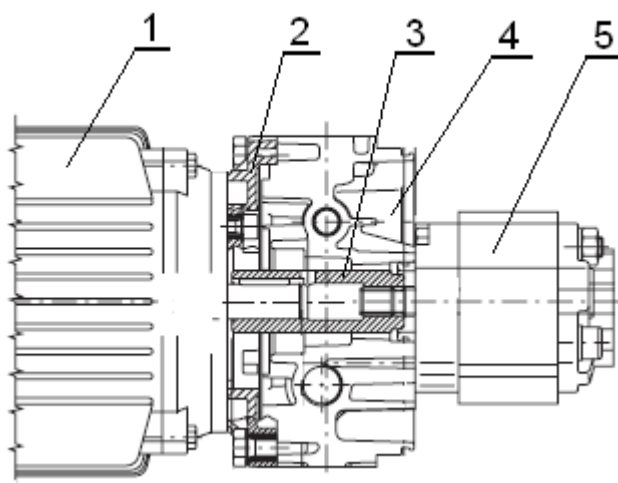
Mezideska

Tato součást slouží pro propojení elektromotoru se základním blokem. Je rovněž součástí stavebnicového miniagregátu TP3. Je určena pro motory o výkonu 0,25-0,37kW.



Obr č.27 Mezideska

parametr	hodnota
Označení	F27010001
Výrobce	Oleodinamica Reggiana

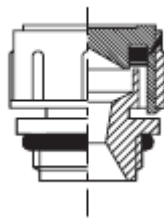


Obr.28 Znáznornění propojení v bloku TP3 (1-elektromotor, 2-mezideska, 3-spojka, 4-základní blok, 5-hydrogenerátor)

Sada sacího koše (SK)

Slouží jako sací vedení z nádrže do hydrogenerátoru, je vybavena sacím košem.

parametr	hodnota
Označení	V 60 203039
Připojení	G 3/4
Výrobce	Oleodinamica Reggiana

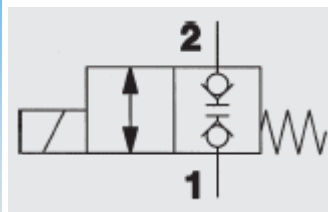
Plnicí zátka a vzduchový filtr

Obr č.29 Plnicí zátka a vzduchový filtr

parametr	Hodnota
Označení	C86100001
Připojení	G ½
Výrobce	Oleodinamica Reggiana

Sedlový rozvaděč 2/2 ve výchozí poloze uzavřený (R1, R2)

Bude sloužit k ovládání válců

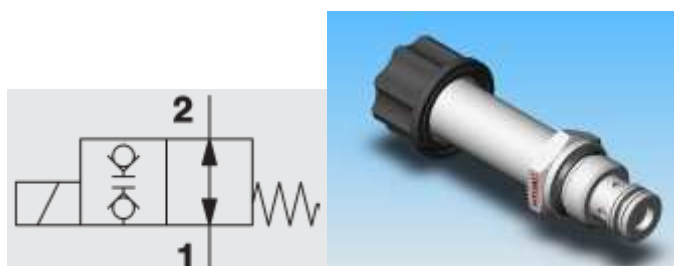


Obr č. 30 Sedlový rozvaděč

parametr	hodnota
Označení	WSM06020W-01
Max. tlak	25MPa
Max. průtok	19 dm ³ min ⁻¹
Připojení	M 20 a O-kroužek
Výrobce	Hydac

Sedlový rozvaděč 2/2 ve výchozí poloze otevřený (R3)

Tento ventil umožňuje odpojení akumulátoru od obvodu během nastavování válců

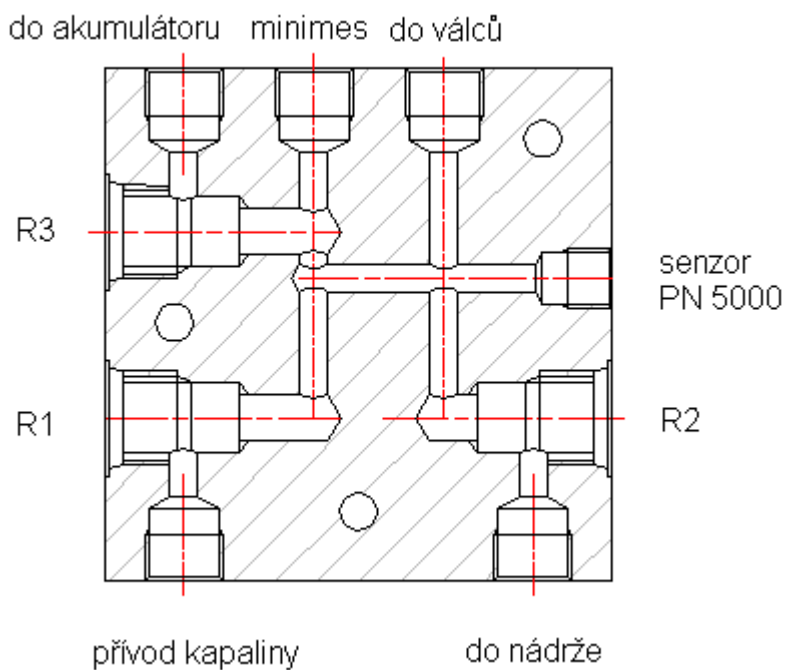


Obr. č. 31 Sedlový rozvaděč

parametr	hodnota
Označení	WSM06020V-01
Max. tlak	35MPa
Max. průtok	20 dm ³ min ⁻¹
Připojení	M 20 a O-kroužek
Výrobce	Hydac

Rozvodná kostka (ŘB)

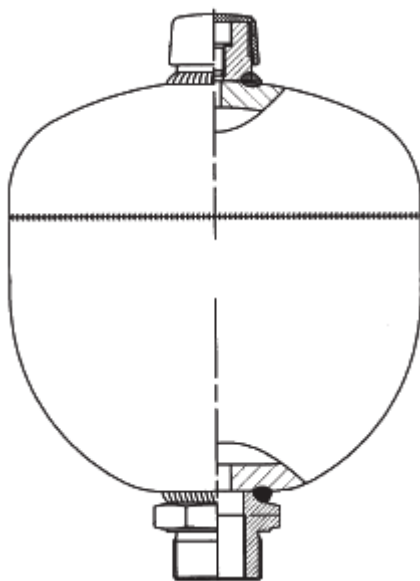
Budou do ní umístěny rozvaděče, tlakový senzor a minimex přípojka.



Obr. 32 Řez kostkou s označením otvorů pro prvky a vývodů

Akumulátor (A)

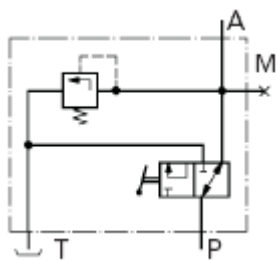
Membránový akumulátor od firmy Olaer



Obr. č. 33 Akumulátor

parametr	hodnota
Označení	OLM – LC OSP 306
Max. tlak	25MPa
Připojení	G 3/4
Objem	3,5 dm ³
Výrobce	Olaer

Bezpečnostní a uzavírací blok akumulátoru (BA)



Obr. č. 34 Bezpečnostní blok akumulátoru

parametr	hodnota
Označení	typ OSP 710 DI10
Výrobce	Olaer

Škrticí ventil

Bude z bezpečnostních důvodů umístěn mezi akumulátorem a pojistným blokem.



Obr č.35 Škrticí ventil

parametr	hodnota
Označení	VRFB 90°
Max. tlak	28MPa
Max. průtok	280 dm ³ .min ⁻¹
Připojení	G 3/4
Výrobce	Hydrocom

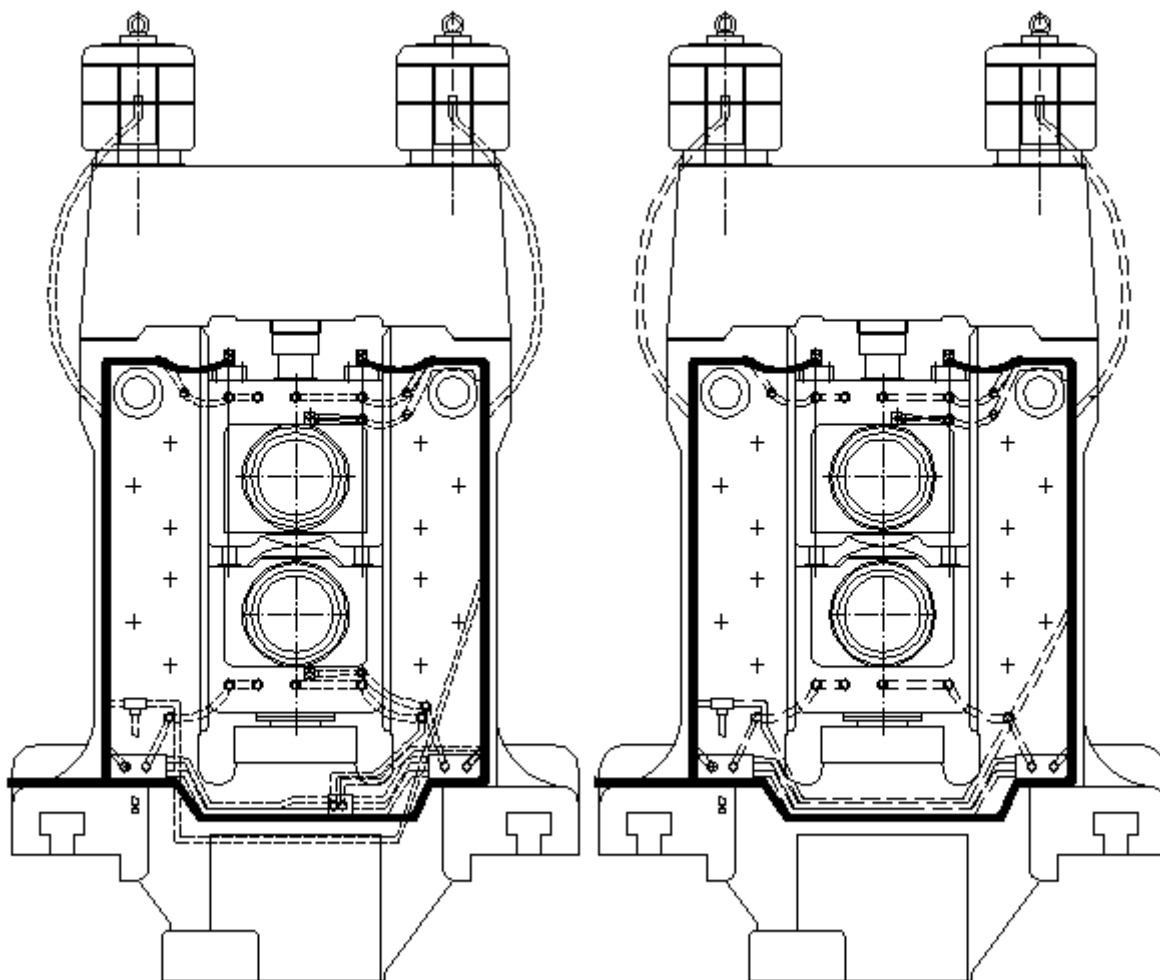
Elektronický tlakový senzor PN5000

Obr č. 36 Tlakový senzor

parametr	hodnota
Označení	PN5000
Měřicí rozsah	0 – 40 MPa
Oblast použití	Kapalná a plynná média
Procesní připojení	G 1/4 I
Výrobce	Ifm electronic

6 Umístění hydraulického rozvodu na válcovací stolici

K válcovací stolici bude od agregátu potrubím přiveden olej ze strany pohonu i ze strany obsluhy, vedení bude kopírovat již existující potrubí sloužící k rozvodu plnění hydraulických matic.



Strana obsluhy

strana motoru

7 Technický popis zařízení

Viz. přiložená výkresová dokumentace

Cílem zadání diplomové práce je inovovat způsob, kterým je realizováno předepnutí horního válce. Dříve používané předepínací šrouby s talířovými pružinami jsem se rozhodl nahradit hydraulickými válci. Polotovarem pro výrobu hydraulického válce bude honovaná trubka, na kterou se přivaří čelo válce, v němž bude vedena pístnice. Trubka s čelem válce musí být svařena tak, aby došlo k co nejmenšímu tepelnému ovlivnění materiálů. Zadní část válce bude uzavřena pomocí zátky, která se pomocí šroubů spojí přímo s ložiskovým tělesem a při tomto sevření dojde také ke spojení zátky s trubkou. Pro případnou demontáž je trubka vybavena závitovými otvory, aby bylo možné válec uchopit a vyjmout. Ve středu zátky je zhotoven otvor pro přívod tlakové kapaliny.

Další částí je píst, který má otvor v hlavě, což spojuje prostory nad a pod pístem a umožňuje jeho diferenciální zapojení. Konec pístnice je pak čochkovitě vybroušen a navazuje na něj vodící tyč, která prochází vedením a končí u spodního ložiskového tělesa, kde se opírá o podložku. Toto v podstatě kyvné uložení vodící tyče by mělo eliminovat boční síly působící na píst a prodloužit životnost jeho těsnění a vodících prvků. Vedení vodící tyče a podložka, o kterou se konec tyče opírá, zůstávají z původního řešení.

8 Návod na obsluhu zařízení

8.1 Postup při ustavování stolice

- ventilem R3 odpojit akumulátor
- nastavit požadovanou rozteč (zdvih se ovládá ventilem R1, spouštění ventilem R2)
- motorickým stavěním nastavit rozteč a naplnit tlakové matice
- ventilem R3 připojit akumulátor

Podrobný návod k použití, obsluze a údržbě viz. Příloha: Návod na obsluhu

9 Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout způsob vyvážení ložiskových těles u duo válcovací stolice. V úvodu jsem popsal základní metody válcování, druhy válcovacích stolic a možnosti využití hydraulických mechanismů při provozu válcoven. Další část je věnována problematice vyvažování, kde je sestaven přehled vyvažovacích metod a srovnání jejich vlastností. Následuje stručný popis provozu, kde je válcovací stolice umístěna. Dále jsem se zabýval samotným řešením vyvažování horního válce stolice pomocí hydraulických válců v diferenciálním zapojení. Toto řešení je srovnáno se současným stavem, kdy je horní válec vyvažován pomocí speciálních předepínacích šroubů s talířovými pružinami. Své řešení dále rozpracovávám, věnuji se pevnostním výpočtům jednotlivých dílů, šroubů a svarů. K zařízení dále navrhuji agregát, specifikuji prvky hydraulického obvodu, navrhuji akumulátor apod. V práci je rovněž naznačen plánovaný rozvod potrubí po stolici k válcům. Poslední částí je technický popis celého zařízení. K práci je přiložen dispoziční výkres vyvažování, výrobní výkresy jednotlivých částí a návod na obsluhu celého zařízení.

10 Použitá literatura

- [1] POKORNÝ, A. *Hutní tvářecí stroje-válcovací zařízení a pohony*. 1. vydání. Ostrava VŠB-TUO, 1987. 330 s.
- [2] KOLLEROVÁ, M; ŽÍDEK, M; POČTA, B; DĚDEK, V. *Valcovanie*. 1. vydání. Bratislava: Alfa, 1991. 576 s.
- [3] LENFELD, P. *Tváření kovů* [online]. Dostupný z:
http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/02.htm
- [4] NOVÝ, P. *Simulace elektrohydraulického stavění válcovací stolice* [online]. Dostupný z:
<http://209.85.129.132/search?q=cache:DOPVmHmJF38J:virtual.cvut.cz/vypocty/Novy.ppt+v%C3%A1lcovac%C3%AD+stolice&hl=cs&ct=clnk&cd=3&gl=cz>
- [5] TAFEL, W. *Walzen und Walzenkalibrieren*. Dortmund: Fr. Wilh. Ruchfus, 1921. 226 s.
- [6] *Úprava stolic včetně nového valivého uložení válců* [návod na používání]. Zďas, as. 2004. 38s.
- [7] *Všeobecné pokyny* [návod na používání]. Argo-Hytos, s.r.o.
- [8] ŠMERDA, V. *Návrh hydraulické lunety* [bakalářská práce]. Ostrava VŠB-TUO, 2006. 37s.
- [9] Podniková dokumentace společnosti TŽ.as.
- [10] Podniková dokumentace společnosti Interfluid. spol. s.r.o.
- [11] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů*. 1. Vydání. Ostrava: Montanex, 2000. 137s.
- [12] LEIVEBER, J; ŘASA, J; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. doplněné vydání. Praha: Scientia, 1999. 985 s.

- [13] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. 1. Vydání. Ostrava VŠB-TUO, 1990. 331s.
- [14] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanizmech hydrostatické převodníky*. 2. vydání. Ostrava VŠB-TUO, 2005. 156s.
- [15] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů příslušenství hydraulických obvodů*. 1. vydání. Ostrava VŠB-TUO, 2008. 150s.
- [16] *Danieli news*. č.145, Buttrio Italy, Březen 2006.
- [17] *Katalog výrobků* [online]. Kvelb spol. s.r.o. Dostupný z: <http://www.elektromotory.cz/inshop/>.
- [18] *Katalog výrobků* [online]. Hydac spol. s.r.o. Dostupný z: <http://www.hydac.de/de-de/produkte.html>.
- [19] *Katalog výrobků* [online]. Ifm electronic spol. s.r.o. Dostupný z: <http://www.ifm-electronic.cz/ifmcz/web/pmain.htm>.
- [20] *Katalog výrobků* [online]. Hydrocom spol. s.r.o. Dostupný z: <http://www.hydrocom.cz/sortiment/ventily/skrtici-ventily/>.

11 Seznam příloh

Příloha č.1:

MIC361-A: Návod na obsluhu

Příloha č.2:

MIC361-00: Dispoziční výkres vyvažování

Příloha č.3:

MIC361-1: Výrobní výkres zátky

Příloha č.4:

MIC361-2: Výrobní výkres pístu

Příloha č.5:

MIC361-3: Výkres svařence válce

Příloha č.6:

MIC361-3a: Výrobní výkres čela

Příloha č.7:

MIC361-3b: Výrobní výkres trubky

Příloha č.8:

MIC361-4: Výrobní výkres vodící tyče

Příloha č.9:

MIC361-VA: Hydraulické schéma obvodu

CD nosič:

CD obsahuje tuto diplomovou práci včetně příloh